

戦時日本の中速・大形高速ディーゼル

—— 艦本式、横須賀工廠機関実験部式、新潟鐵工所、三菱神戸造船所 ——

Medium-speed Diesels & Large-sized High-speed Diesels of Japan in Wartime

—— Admiralty, Yokosuka Dockyard, Niigata Iron Works, Mitsubishi-Kobe Shipyard ——

大阪市立大学大学院経済学研究科 *Discussion Paper* No.90 2016 年 4 月 7 日.

坂上茂樹

Shigeki Sakagami

総目次

総序

第 I 部 艦本式ディーゼル機関について…………… 4

第 I 部序

1. 複動ディーゼルとその時代
2. 日本海軍技術者の複動ディーゼル機関に対する基本的スタンス
3. 潜水艦用空気噴射式複動ディーゼル、1, 2 号内火機械の開発
4. 潜水艦用複動内火機械の構造ならびに改造経緯詳細
5. 洋上艦艇用無気噴射式複動ディーゼル、11, 13 号内火機械の開発
6. 海軍 11 号 10 型内火機械の構造ならびに改造経緯詳細
7. 22 号 4 サイクル単動ディーゼル機関の開発と構造概要
8. 複動ディーゼル時代の終焉

補論：串山 正「旧海軍艦艇主機 2 サイクルディーゼル機関での諸問題」寸評

小括

第 II 部 日本海軍における 2 サイクル高速魚雷艇主機開発断章…………… 167

第 II 部序

1. 排気弁付き単流掃気から部分排気管制型横断掃気方式へ
2. 62 号内火機械……140×180mm
3. 63 号、65 号内火機械……190×250mm
4. 63 号内火機械に係わるランゲ技師による設変指導
5. 技術史的総括

小括

第 III 部 南満洲鉄道及び鉄道省の初期国産ディーゼル機関車…………… 220

第 III 部序

1. ディーゼル機関車における電氣的制御機構と機関の構造技術
2. 満鉄デセ型 No.7000, 7001(ジキイ 500, 501)号電気式ディーゼル機関車とそのエンジン
3. 満鉄ジテ 1 型とそのエンジン、クランク軸折損事故
4. 鉄道省 DD10 型電気式ディーゼル機関車とそのエンジン、クランク軸折損事故
5. 満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車の台車
6. 満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車の艀装
7. 満鉄電気式ディーゼル機関車に係わる幻の三菱神戸・海軍標準補発応用案

小括

補論：Sulzer 勢：デセ型ディーゼル機関車 No.2000 及びジハ 1 型ディーゼル動車

総括

総序

かつて、この国の臣民は分類上、曲りなりにも自主憲法と見做されている大日本帝国憲法を頂点に戴く法体系を国家指導層から押し付けられ、それを根拠とする兵役や国粹主義的教育から隣組制度、勤労働員、竹槍・火叩き訓練に至るまで実に軽重様々かつ総じて有難迷惑なシガラミを背負わされて来た。また、社会制度や開戦の詔勅のみならず、彼らは以てその生命を賭すべき兵器や職務遂行に不可欠な機器類をも上からあてがわれ、かつ、この種の技術的作品については事ある毎にその優秀性を摺り込まれて来てもいた。

然るに、かような技術的自己評価の多くは誇大妄想・妄信であり、「思い違い→思い上がり」の産物たるに過ぎなかったから、かかるモノとして大方の、即ち陸軍統制ディーゼル発動機を除く作品群は同時代的にも戦後キャッチアップの過程においても欧米のライヴァルたちに対して見劣り感夥しく、なべて「置き去り」扱いを受けるべく運命付けられていた。

この種の**幻想押しつけ**という構図は原発導入を最たる例として戦後も諸処で繰り返し描き出されて来ているから毫も昔話の世界だけに限られた事蹟などではない。然しながら、第Ⅰ～Ⅲ部で取り上げられるのはあくまでも標記に係わる戦時技術開発の諸側面……艦艇主機、艦艇補機、機関車主機にまつわる事例であり、ジャンルとしては中速及び大形高速ディーゼル機関国産化の個別的道程に係わる昔話である。

第Ⅰ部においては主として海軍艦政本部の手になる艦本式 2 サイクル/4 サイクル中速ディーゼル機関について、第Ⅱ部においては海軍横須賀工廠機関実験部にて開発途上に在った高速魚雷艇用 2 サイクル排気管制式横断掃気型高速ディーゼル機関について、第Ⅲ部においては新潟鐵工所によって南満洲鉄道と鉄道省のディーゼル機関車用に開発された、そして満鉄絡みでは三菱神戸造船所が海軍艦艇用発電補機から派生させようとしていた 4 サイクル高速ディーゼル機関について(車体側にも触れつつ)、取上げられる。

第 I 部 艦本式ディーゼル機関について

—— 複動内燃機関技術史の中で ——

[I] On the KANPON-SHIKI DIESEL ENGINES

—— In the History of Double-acting Internal Combustion Engines ——

第 I 部 目 次

第 I 部序

1. 複動ディーゼルとその時代
 2. 日本海軍技術者の複動ディーゼル機関に対する基本的スタンス
 3. 潜水艦用空気噴射式複動ディーゼル、1, 2 号内火機械の開発
 - 1) 前史
 - 2) 空気噴射技術
 - 3) 巡洋潜水艦の 2 サイクル複動ディーゼル主機に対する掃除空気供給法
 - 4) 艦本式 2 サイクル複動ディーゼル機関 1, 2 号開発概史
 4. 潜水艦用複動内火機械の構造ならびに改造経緯詳細
 5. 洋上艦艇用無気噴射式複動ディーゼル、11, 13 号内火機械の開発
 6. 海軍 11 号 10 型内火機械の構造ならびに改造経緯詳細
 7. 22 号 4 サイクル単動ディーゼル機関の開発と構造概要
 8. 複動ディーゼル時代の終焉
- 補論：串山 正「旧海軍艦艇主機 2 サイクルディーゼル機関での諸問題」寸評
小括

第 I 部序

内燃機関は蒸気機関の中から生まれた。後者においては複動化や複式(2 段膨張)化、多段膨張化、そして排汽タービンに依るターボ・コンパウンド化はかなり有り触れた、一般的と言って良いメニューであった。それだけに、内燃機関界においても早い時期からこれら蒸気原動機界における標準的要素技術の取込みが図られている¹。

とりわけ、横型蒸気機関をソックリ内燃化することによって創造された横型マンモスガス機関において、それが複動式であることは初発から自明の理であった。やがてはそのディーゼル版も投入された。一方、堅型でも只管、大出力が期待される事業発電用ディーゼル機関や占有スペース・重量当り出力が大なることを求められる船用ディーゼル機関においてはライバルに倣った複動化への圧力が顕著に作用した。それらは大形低速機関における趨勢であると同時に、ドイツでは 2 サイクル複動中・高速ディーゼルが開発された。

後者の傾向は洋の東西を問わず、商船界においても軍用艦艇界においても共通に見出された。とりわけ周回遅れの“先進国”ないし中進国として先進国技術の摂取に血道を上げていた我国は欧州系複動ディーゼルの導入に熱心であったばかりでなく、日本海軍が自前の、しかも不穏当と言えるほどに大きな単筒当り出力を狙った艦本式複動中速ディーゼルの潜水艦にも洋上艦艇にも強行導入して行った経緯も相俟ち、一時期は見かけ上、世界の複動ディーゼル王国の観さえ呈した。渡部寅次郎などは：

……一氣笛當りの馬力を極力増す爲に、大型機關に於ては複動式を用ひざるを得ない。現在作られて居る大型船用機關は、殆どその悉くが二サイクル複動式機關となつて居り、此の方面に於ては氣笛の大きさ及び出力が如何程迄に達成し得るかは、主として鑄造能力の程度に依つて定められるもので、之がため耐壓・耐熱・耐磨耗性を有する鑄鐵の研究がうながされ、既に吾邦に於ても、直徑 760 耗のものが當時の世界記録として、神戸製鋼所及び三菱長崎造船所に依つて相前後して作られた。

などと語ったものである²。

然るに、氣筒材料については別途触れられるが、こと艦本式複動ディーゼルについては、それが艦本式タービンの弟分に当る世代の技術として 1933 年にデビューしたものであるため、『軍艦機關計畫一班』の改訂増補(水谷叔彦他編、海軍機關學會、1920 年)などに到底間に合い得なかった理は自明ながら、ヨリ後年の編纂になる未完の『帝國海軍機關史』でさえその守備範囲は 1932 年 5 月末日までの事蹟であったから、本件に係わる記述は一切、拾われていない。潜水艦主機だけなら海軍潜水学校『潜航術掌機練習生用 潜水艦機關一般教科書』(1938 年)の前編あたりを附図と共に参照出来れば随分とハナシは早いのであろうが、筆者は残念

1 拙稿「蒸気動力技術史要論——潤滑と気密の視点を加味しつつ——」、「三井鉱山 三池ならびに田川瓦斯発電所について(訂正補足版)」、「浦賀船用聯動汽機 2-DC 型について——ターボ・コンパウンド・ディーゼル幻想に対する技術史的批のために——」、「Still 機関について——排熱回収を巡る一つのアイデア——」、「史上最大の水平対向エンジン?——戦後の MAN ニュルンベルク工場製大形ガス機関——」(全て大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載ないし掲載予定)、参照。

2 渡部寅次郎『ディーゼル機関 I』岩波全書、1936 年、24~25 頁、より。

なことに未だその機会を得ていない。

流石に『昭和造船史』第1巻(日本造船学会編、1977年)辺りを尋ねれば、寸法や性能諸元についての断片的情報や開発の流れに係わる通史的記述には不自由させられぬし、開発当事者たちによる回顧譚の類も新旧合せて少なくはない。しかし、それらは後日談である上、その記述の突込みは何れも判で押したように今一つである。このため、欠陥対策上の設変に明けてくれた2サイクル複動機関を族長に戴き、以下、4サイクル単動から2サイクル単動までの寄り合い所帯を構成した中速機関群たる艦本式ディーゼルの具体的全体像は一貫して捕まえ難い対象であり続けている。

しかし、何の疑いもなく、艦本式ディーゼルは本邦軍用動力機関の中でも突出して発展途上の産物であった。換言すれば、それは航空発動機のケースと並んで、そして艦本式タービンなどと比べれば遥かに、背伸びの果ての蹉跌＝“思い込み→思い上がり→置き去り”という構図を体現する技術的アイテム、近代軍国日本の技術的縮図であった。従って、これについて論じないことは近代軍国日本の技術を語らぬことに等しい³。

第I部は船用複動ディーゼル機関の技術史全般や我国におけるその導入史を踏まえつつ、日本海軍によって巡洋潜水艦主機として開発された艦本式1,2号空気噴射式複動ディーゼル機関ならびに洋上艦艇用に開発された艦本式11号2サイクル複動ディーゼル機関の全貌を幾分なりとも明らかにし、併せてその対策型であり一時は大和型戦艦のディーゼル化計画の主演にさえ抜擢されかけた艦本式13号2サイクル複動ディーゼル機関、更には中形の名脇役、艦本式22号4サイクル単動ディーゼル機関他についても可能な限りにおいてその概要を示そうとする概説的試論である。

巨視的に観て開き直るならば複動ディーゼルの隆盛と陳腐化は普遍的事象であり、艦本式4サイクル単動ディーゼルも素直な6気筒ならそれほどの問題児ではなかった。そして、微視的に、つまり当事者世代の視点から観れば、造機分野に対する電気溶接工法の導入や排気ガスタービン過給等、一連の技術的経験がある種の技術的財産として戦後過程の出発点となったことは間違い無い。

更に、人的、物的を問わず、直接の技術的遺産が遠く潰え去った今日においてさえ、それらについての記録を埋没させたまま狸寝入りを決め込む者に固有の近代技術史を曲がりなりにも有した国家としての日本における産業技術総体の歩みについて語る資格が与えられて良い筈などあり得ない。

1. 複動ディーゼルとその時代

1) 複動ディーゼル機関概史

先ず、陸用・商船用を中心とする複動低速ディーゼル機関概史を瞥見しておこう。ドイツ

³ 艦本式ディーゼルとある意味において双壁をなす本邦航空発動機技術史に関しては拙稿「三菱航空発動機技術史Ⅰ～Ⅲ」(大阪市立大学学術機関リポジトリ登載)、拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』ユニオンプレス、2002年、参照。

海軍は1912年、MAN及びKruppに大形複動2サイクル・ディーゼル機関の研究を命じた。開発途上においては気筒破裂やクランク軸折損等の大事故に見舞われているが、MANにおいては1917年、12160軸馬力の6気筒機関が完成された。大戦中、デンマーク(Burmeister & Wain)、オランダ(Werkspoor)、スイス(Sulzer)といった中立国においては商船用ディーゼル機関の開発が進められていた。しかし、複動ディーゼルの開発動機は少なくとも初発においては軍事目的にあった⁴。

大戦後、MANは先の開発経験を活かし、実験用に単筒1100馬力試作複動ディーゼルを製作して開発を再開、1925年より製品化に漕ぎ着けた他、そのライセンシーは一時期、ドイツ、オランダ、イタリア、イギリスに叢生した。MAN複動ディーゼルは占有スペース当り出力の大きさ故に艦艇用主機として、あるいは積載スペースを極大化したい貨物船主機として好評を博した。これに対して、修理時間を極小化し定期運航の確実性を最優先したい客船においてはシンプルな2サイクル単動が良しとされた⁵。

我国においては1928年、浦賀船渠がMANの2サイクル複動低速ディーゼル(6-600×900mm, 3200SHP/107rpm.)の製造権を導入した。これは未だ空気噴射機関であった。複動ディーゼルにおける無気噴射時代は1926年、MANがベルリンのMarkischesse電力会社に2基納入した11700BHP/215rpm.の2サイクル機関(10-600×900mm)によって開闢され、舶用でもこの分野は'29年、同じくMANによって切り拓かれた(6-600×900mm, 3800SHP/130rpm.)⁶。

横浜船渠(→三菱重工業横浜船渠→同横浜造船所→同横浜製作所)と川崎造船所は逸早くその製造権を導入し、横浜は'31年(6-600×900mm, 3600SHP/125rpm.)、川崎は'34年(D8Z 70/120T, 700×1200mm, 8000SHP/110rpm.)よりその製作を開始しているが、我国で建造された無気噴射2サイクル複動ディーゼル装備船の第1号は輸入機関(MAN, 6-600×900mm, 9141SHP/148rpm.)を載せて'30年4月、横浜船渠にて進水した載貨重量10779tの貨物船、岸本汽船 関東丸であった⁷。

⁴ 以下、複動ディーゼル機関概史については主として岩田 清『ディーゼル機関の發達』山海堂理工学論叢、1943年、第2、3章、に拠る。

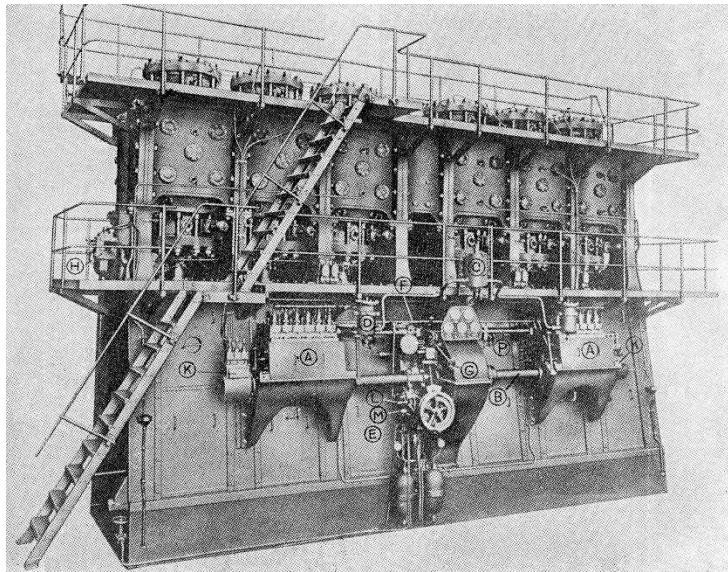
⁵ 浅川権八は1922年に出版された書籍で相対的にシンプルにまとめられ得る複動ディーゼルの有利性を説きつつ、「大型舶用エンジンには、體積の比較的小なる事、價の比較的廉なる事、加ふるに蒸汽機関の如く上下運動に於て運動の平衡を得る事等の利あるによりて、二サイクル、複動型のものを可とす。故に大型、二サイクル、ディーゼル、エンジンは将来發達せん」と述べたものである(『ディーゼル、エンジン』丸善、第8版、1939年、54頁)。しかし、構造的複雑さに起因する故障の問題からその商船用主機としての使途は貨物船に偏する格好になつて行つたワケである。

⁶ ベルリンの発電所については渡部寅次郎『ディーゼル機関 II』岩波全書、1937年、302~305頁、参照。

⁷ 日本舶用機関学会舶用機関調査研究委員会編『本邦建造船要目表(1868~1945)』海文堂、1976年、134~135頁、『昭和造船史』第1巻、133頁、参照。

なお、山崎實徳編纂『生徒 選修學生 内火機関教科書』海軍機関學校、1943年2月、177頁に「油槽船富士丸ガ 7,000B.H.P.ノ本式機械ヲ採用シ」とある。「本式」とは2サイクル無気噴射式の謂いであるが、正しい船名は富士山丸(飯野海運)であり、確かにそれは載貨

図 I-1-1 横浜 MAN 無気噴射複動ディーゼル機関の外観

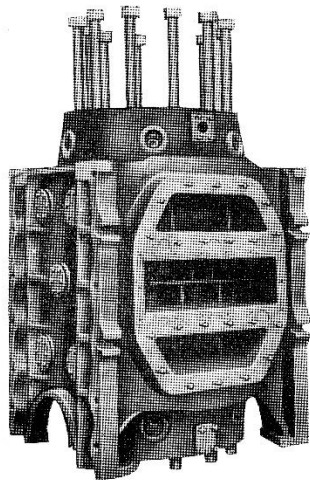


小川芳太郎『最新科学図鑑 6 機械時代』(上)、アルス、1930 年、204 頁、第二十一圖。

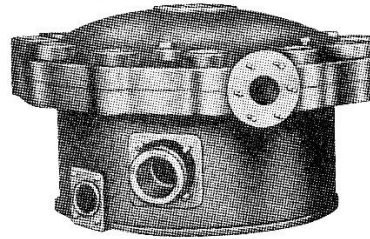
MAN の 2 サイクル・ディーゼル機関は大形でも小形でも、単動でも複動でも、掃・排気ポートが片側に揃っているため、ワンサイド・メインテナンスが容易であるという利点を有した。もっとも、これはガス交換側にトラブルが頻発しない限りにおける御利益である。また、ワンサイド序でに触れておけば、MAN の複動ディーゼル機関はこの頃から片ガイド式のクロスヘッドを有していた。

図 I-1-2 横浜 MAN 無気噴射複動ディーゼル機関の気筒体と上下気筒蓋

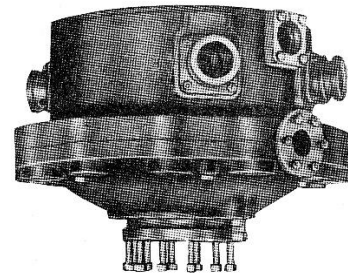
重量 12701t のタンカーで、主機 MAN D7Z 70/120T(7-700×1200mm, 9390SHP/124.7rpm.)を載せて播磨造船所にて進水している。しかし、その期日は'31 年 5 月であったから関東丸等より 1 年ほど後発事例に属しており、特にこの船への言及が為された理由については不明とせざるを得ない。『本邦建造船要目表(1868~1945)』136~137 頁、参照。



気筒体



上部気筒蓋

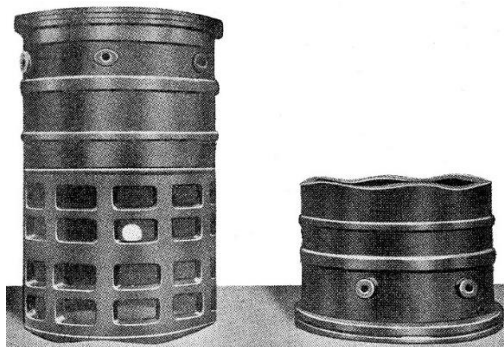


下部気筒蓋

同上書、212 頁、第二十七圖、205 頁、第二十三、二十四圖。

複動機関の気筒ライナには一体式と分割式とがあり、MAN においても空気噴射時代の初期には一体式、後期には分割式ライナが採用されていた。次図は分割式を採用した無気噴射時代のライナであり、MAN の大形複動機関は 1950 年代の終焉までこの形態を守った。上下ライナの継目を波形とし、遊隙を設けて熱膨張を逃す設計はその最大の特徴とされるところであった。材料は勿論、鋳鉄、とりわけ Perlit Gußeisen、つまりパーライト鋳鉄である⁸。

図 I-1-3 横浜 MAN 無気噴射複動ディーゼル機関の気筒ライナ



⁸ 鴨打正一『船用ディーゼル機関』増補版、山海堂、1955 年、448~449 頁、参照。

ディーゼル機関の発達には耐熱性、耐摩耗性に優れたパーライト鋳鉄の出現を促した。パーライト鋳鉄とはフェライトとセメンタイトとの層状共析組織(パーライト)を^き基地組織とする鋳鉄。Diefenhäler によって 1916 年に取得されたドイツ特許に端を発するその技術史については濱住松二郎「普通鋳鉄・高級鋳鉄」共立社『實用金屬材料講座』、1937 年、56~59 頁、参照。なお、この Perlit=pearlite が一部のネット情報で“ベルリット”などと表記されているのは誤読に因る誤りである。

同上書、212 頁、第二十八圖。

大形ディーゼル機関用気筒ライナ材としてのパーライト鑄鉄に関しては日本海軍の石川登喜治造機中將によって 1918 年に「菊目状組織」を有する高力鑄鉄としてパーライト鑄鉄に関する世界的に観ても先端的な独自の研究成果が発表されている。しかし、実際の大形ディーゼル機関用気筒ライナの材料について日本はその後も輸入技術に多くを依存した。

即ち、1932 年 7 月、9 月に三菱長崎造船所にて大阪商船会社のモーター船、南海丸、北海丸が竣工し、その主機には長崎オリジナルの MS 型(6-720×1250mm, 7200BHP/131rpm.)が初採用された。しかし、就航後、その気筒ライナの摩耗の多さが問題となった。この時、ブルツァ社より輸入した浅間丸(29)用の気筒ライナを用いたところ、その優れた耐摩耗性が明らかとなり、その分析結果を元にブルツァ社の所謂 Z-Mixture(P-V-Ti 含有特殊鑄鉄)の特性が明らかにされ、更に Cr の添加により独自のライナ材が調製される目途が付けられた。但し、遺憾ながら戦時体制への傾斜の中で大形船用ディーゼル機関の製造が打ち切られたため、国産 P-V-Cr-Ti 含有特殊鑄鉄＝後の NK メタルの実力発揮は戦後まで持ち越されることとなる⁹。

閑話休題。MAN に追随して多くの欧米ディーゼル・メーカーが複動機関製造に参入した。その製品の多くは 2 サイクルであったが 4 サイクル・メーカーの B&W や Franco-Tosi(伊)は 4 サイクル複動機関を製作し、そのライセンシーも当初は数社を数えた。もともと、下部気筒蓋に燃料噴射弁以外に吸・排気弁ないし吸・排気兼用弁まで設けねばならぬという事情から来るその構造的錯雑性とそれに起因する故障多発故に 4 サイクル複動ディーゼルは次第に劣勢に陥って行った¹⁰。

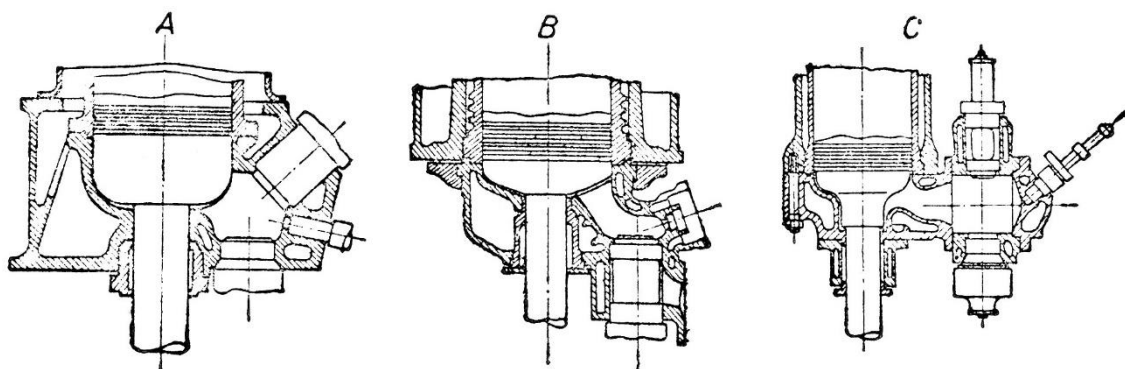
B&W 自身、1928 年より 2 サイクル複動の研究を開始し、'30 年には 4 サイクル複動の製造を打切ると共に 2 サイクル複動の製品化に着手した(図 I-1-6)。三井玉造船所は'33 年より B&W の 2 サイクル複動ディーゼルの製作を開始している(662WF140, 6-620×1400mm, 7000PS/110rpm.)¹¹。

図 I-1-4 4 サイクル複動ディーゼル機関の素直ならざる下部気筒蓋

⁹ 木下禾大「船用大型ディーゼルエンジン・シリンダライナ材の開発について」日本鉄鋼協会九州支部 第 6 回湯川正夫記念講演、1974 年 2 月 8 日、より。MS72 型初号機、2 号機については『本邦建造船要目表(1868~1945)』138~139 頁、参照。馬力はメーカー呼称値。

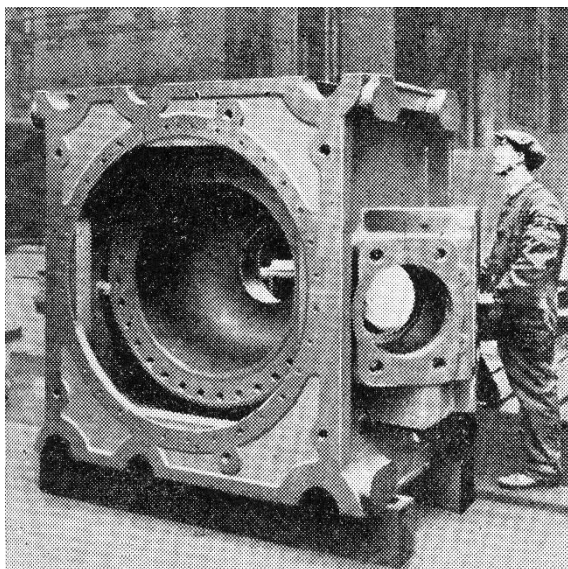
¹⁰ イタリアでは Fiat が 1935 年に *Vulcania* 号の主機を Franco Tossi Meccania 製 4 サイクル複動機関から 2 サイクル複動機関(メーカー不明)に載せ換え、オランダでも Werkspoor-Tossi 製 4 サイクル複動機関の 2 サイクルの単動ないし複動機関への置き換えが断行されている。岩田 清『ディーゼル機関の發達』山海堂理工學論叢、1943 年、24、26 頁、参照。類例は数多くあったと考えて良からう。

¹¹ 同機については三井造船(株)『三井造船のディーゼル 50 年』1976 年、21、23 頁、参照。



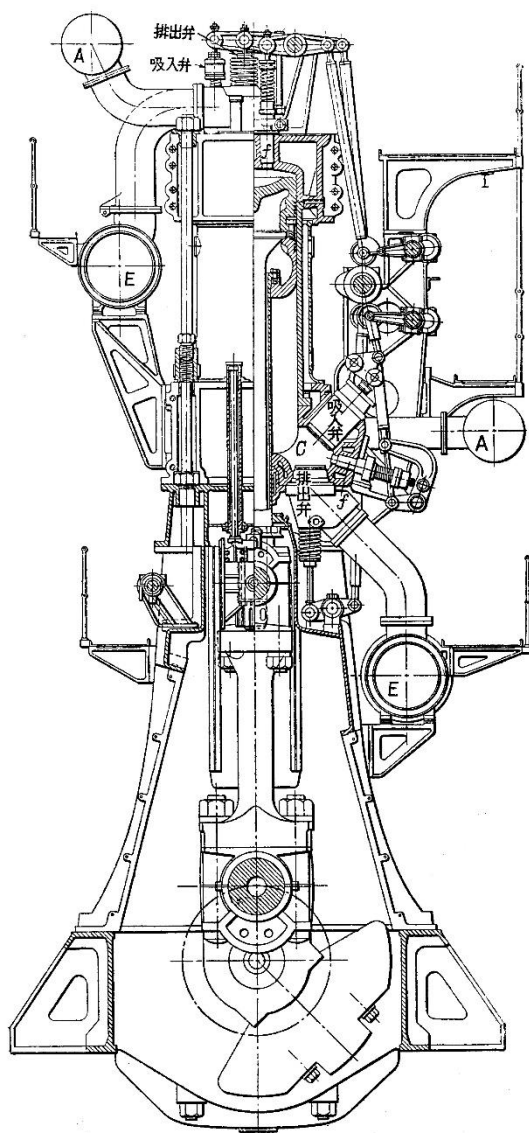
B&W 吸排気弁・噴射弁付き Tosi 吸排気兼用弁・噴射弁付き Werkspoor 吸排気弁・噴射弁付き
 鴨打正一『船用ディーゼル機関』増補版、123 頁、図 7・29。

図 I-1-5 吸気弁側から見た B&W 4 サイクル複動機関の下部気筒蓋

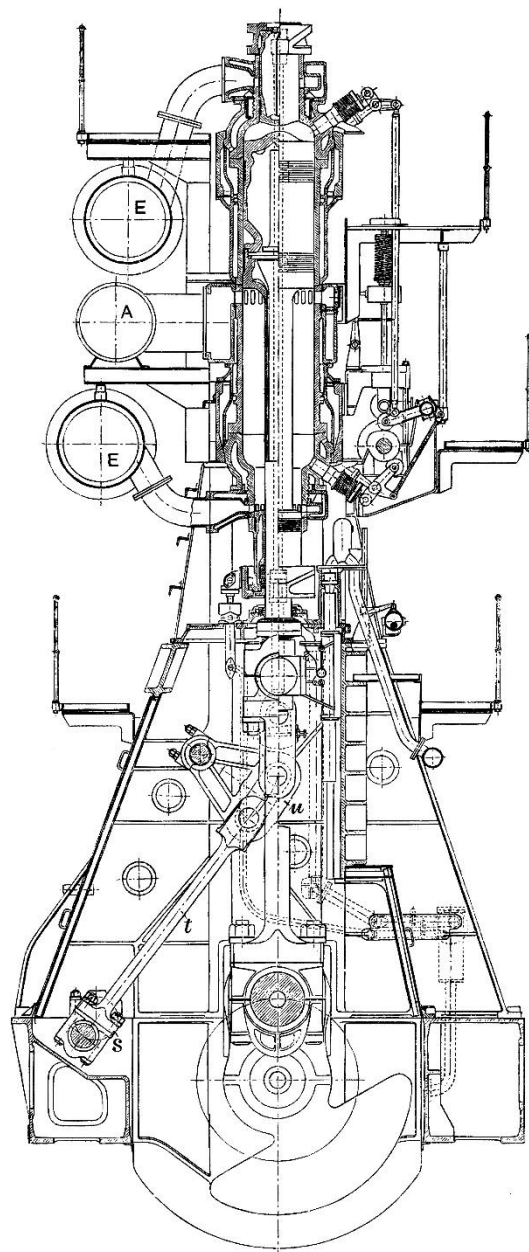


同上書、123 頁、図 7・30。

図 I-1-6 B&W の 4 サイクル複動及び 2 サイクル複動機関



4サイクル複動



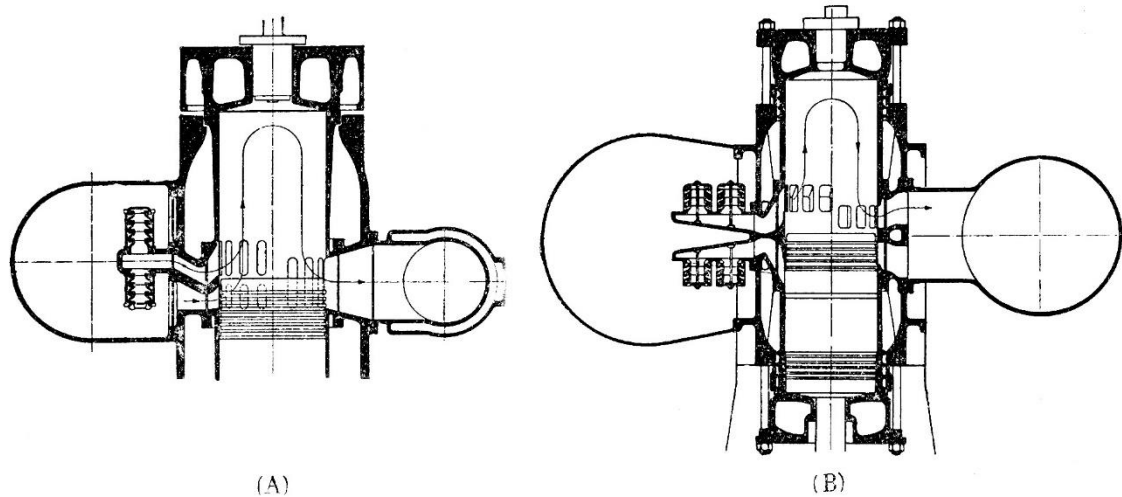
ピストン弁付単流掃気の2サイクル複動

内丸最一郎『内燃機関』後編、丸善、1931年、695頁、第604圖、698頁、第606圖。

また、1929年には2サイクル単動で押して来た Sulzer も2サイクル複動の研究に着手し、'30年に試作完成、'31年、製品化に成功した。その技術は三菱長崎造船所と神戸製鋼所に導入され、'32年よりその製造が開始される運びとなる¹²。

¹² それ故、内丸は前掲書において MAN と B&W の複動機関について記述しているのみで、ズルツァ複動機関についての言及は無い。なお、ズルツァの横断掃気方式ならびにこれによる複動方式については、これをベースとする艦本式複動機械についての行論の中で

図 I-1-7 Sulzer の横断掃気……単動(A)と複動(B)



濱部源次郎・長尾不二夫『船用機関及陸上用内燃機関』共立社、内燃機関工学講座 11、1936 年、55 頁、第 42 圖、より。

1932 年、独自設計の MS 型 2 サイクル単動ディーゼルを完成させた三菱長崎造船所においては'35 年に至り、これを複動化した MSD 型(MSD72, 8-720×1200mm, 8000SHP/118rpm.)を開発した。かくて、1930 年代に我国において建造された大形モーター船主機のほとんど、馬力シェアにして 77.7%は 2 サイクル複動ディーゼルによって占められるに至った。そして、'39 年における船用ディーゼル機関建造実績において日本は台数・馬力共にイギリスに続く世界第 2 位を占めたが、こと複動ディーゼルの建造台数においては第 1 位にランクされた¹³。

もっとも、上に見た気筒ライナの材質をはじめその質的側面において国産品はヨーロッパ製品の後塵を拝しており、また、ドイツ海軍において艦艇主機として独特の発達を遂げた 2 及び 4 サイクル複動及び単動中・高速ディーゼルといったジャンルは全く手の届かぬ処で

繰返し取上げられることとなる。

¹³ MSD については『本邦建造船要目表(1868~1945)』144~145 頁、参照。当時の国産船用 2 サイクル複動ディーゼル機関については、機械學會『國産機械圖集』1932 年、に 5-112 圖として直動往復掃気ポンプ付き横浜 MAN D6Zu60/90 型無気噴射複動ディーゼル機関の 2 面図が、同『改訂國産機械圖集』1937 年、98~99 頁に三井 B&W 662WF140 型機関本体とブローの 3 面図、100~101 頁に川崎 MAN D8Zu70/120 型、102~103 頁に横浜 MAN D6Zu60/110 型、104~105 頁に神鋼 Sulzer 7DSD76 型(7-760×1200mm, 8000HP)、106 頁に三菱長崎 Sulzer 7DSD76 型(7600HP/113rpm.)の各組立図が鮮明に掲げられており、参照に値する。

なお、MAN の型式 DZ の後の u は無気噴射を示す記号であったが、その後、無気噴射が自明のこととなり、この u は落されてしまった。

あった¹⁴。

なお、イギリス海軍における艦艇主機のディーゼル化はドイツなどより遥かに遅れていた。ディーゼルしか選択肢が無かった潜水艦主機には 4 サイクル単動ディーゼルが使用されていた。なお、そのドイツ海軍においても第二次世界大戦期における潜水艦主機としては 4 サイクル単動ディーゼルが幅を利かせていたようではある。

アメリカ海軍においても洋上艦艇用巡航機関としてヨーロッパ流の 2 サイクル複動ディーゼルの試用実績が知られているとは言え、その普及範囲については不明である。第二次世界大戦期、潜水艦主機として、あるいは戦車揚陸艦主機、更にまた上陸用舟艇主機として GM の機関車用から商用車用に至る 2 サイクル排気弁付き単流掃気型高速ディーゼルが八面六臂の活躍を示した件は夙に知られていよう¹⁵。

フランス海軍においては航空母艦主機としてズルツァに 2 サイクル複動ディーゼルを計画させ、潜水艦主機としてズルツァの 2 サイクル単動ディーゼル、Schneider、Vickers、Norman の機関を使用したと伝えられるが、詳細は不明である。ヴィッカーズなら三菱神戸造船所に導入されたような 4 サイクル単動であろう¹⁶。

そうした中、両大戦間期の日本海軍においては潜水艦用主機として空気噴射式 2 サイクル複動中速ディーゼル機関の開発が推進された。これは極度に背伸びした開発であったが、その具体像にアプローチする前に 2 サイクル複動ディーゼル機関という今となっては大時代的な原動機の基本構造にもう一步、立入っておかねばなるまい。

2) 2 サイクル複動ディーゼル機関の基本構造と問題点

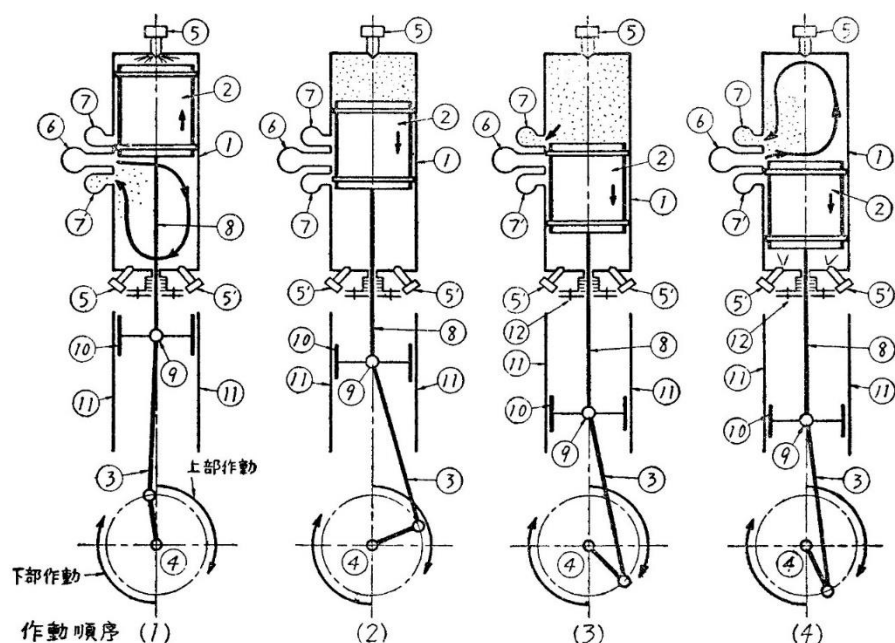
上述の通り、4 サイクル複動では下部気筒蓋と動弁機構が甚だしく複雑化するため、複動ディーゼル機関の主流は 2 サイクルへと帰一した。その中でも、第 I 部の主役はズルツァ・タイプの横断掃気型複動機関であり、これについては後程、様々な角度から取上げられるから、次図には 2 サイクル複動ディーゼルの作動要領解説として MAN タイプの反転掃気型の、即ち掃気・排気ポートをワンサイドにまとめた元祖 2 サイクル複動機関の作動要領を掲げておくこととする。

図 I-1-8 MAN 型反転掃気方式による 2 サイクル複動ディーゼル機関の作動要領

¹⁴ この点については後程、立ち返るが、既に拙稿「艦本式ボイラについて」の注 60 の辺りでも若干触れておいた。

¹⁵ GM の 2 サイクル排気弁付き単流掃気型高速ディーゼル的一端については拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』日本経済評論社、2005 年、122~126 頁、参照。

¹⁶ 軍用機関の趨勢については『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 5 章、参照。



シリンダ作用 { 上部圧縮終り、燃焼開始、下部掃除作用中 }
 1…発動シリンダ 2…ピストン 3…連接棒 4…クランク軸 5…燃料弁(上)
 5'…同(下) 6…掃気孔 7…排気孔(上) 7'…同(下) 8…ピストン棒 9…クロスヘッド 10…スベリ金 11…案内座 12…パッキン箱

山根幸造『ディーゼル機関の実際』改訂版、海文堂、1959年、5頁、第4図¹⁷。

ボア 500mm を超える程度の大形ディーゼル機関においてはピストンの側圧がその直径の二乗に比例して大きくなるため、ピストン棒とクロスヘッドとを有する蒸気機関のような構造を採ることになるが、まさしく蒸気機関のようにピストンの両面を用いる複動機関においては気筒径の大小に係わらず上図のようにピストン棒⑧とクロスヘッド⑨、同ガイド⑩とが必需品となる。そして、下部気筒蓋中央の貫通孔にスタッフィング・ボックス⑫が組込まれ、その内部にピストン棒を通すことになる。

このようにして気筒をクランク室から分離すればトランク・ピストン式機関における燃焼ガスのクランク室への吹き抜けによる潤滑油汚損やクランク室爆発、あるいはピストンの側圧に起因するトラブルは回避され易くなる反面、クロスヘッド式機関においては工作精度が非常に重要となる。即ち、ピストン棒とクロスヘッド・ピンとの直角度、クロスヘッド・ピンとクランク軸との平行度は厳しく管理されねばならない。また、ピストン棒とクロスヘッドとの取付け部のネジ精度(傾き及び締付面と軸との直角度)は極めて高くなければならず、とりわけ複動機関においてはその結合ネジ部に応力集中を防ぐ設計が肝要となる。

複動機関のピストン棒は燃焼ガスに曝されつつ内部は往還する冷却液に通路を提供する

¹⁷ 山根幸造(1906~87)は 1929 年、東京高等工業学校(→東工大)卒、川崎造船所、日立造船、浦賀重工等に勤務した技術者。

ため二重構造とされねばならず、かつ、軸方向にも半径方向にも高い温度勾配の下で稼働させられねばならない。その上、ピストン棒はスタッフィング・ボックスを貫通摺動せしめられるから、摩擦低減と気密保持とのバランスが肝心であり、この部位は複動ディーゼルにおけるアキレス腱であり続けることとなる。

3) 複動ディーゼル機関の得失

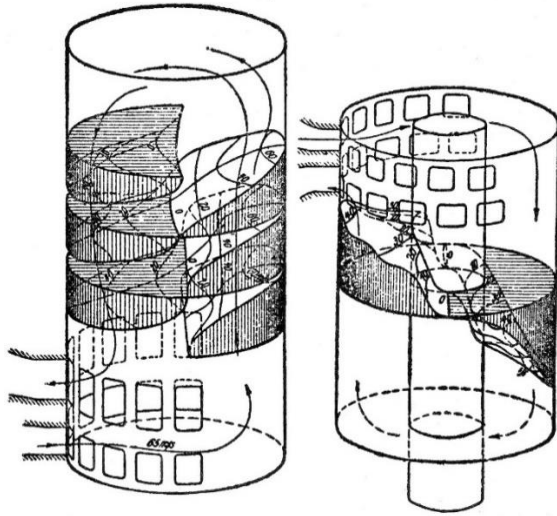
内燃機関は蒸気機関よりも筒内最高圧が高い。従って、出力の割に気筒ボア(ピストン直径)は小さく、それでいてピストン棒の直径は大きい。その太いピストン棒を抱え込んだ細い気筒の下部空間に蓋を嵌めて作動室として用いるのが複動内燃機関である。従って、複動化しても当該気筒の最大出力を単動の2倍にすることは出来ない。それでも、これを1.8倍程度に増大させることは十分可能となる。

しかもこの場合、単動において各部に作用したガス圧由来の最大応力には何一つ追加されることがない。ただ、その作用の回数が2倍になり、力の向き(圧縮と引張り)が交番する「だけ」である。言い換えれば、出力が1.8倍になっても機関の躯体にそれほどの追加強度を付与してやる必要は無い。これが複動化する場合の最大メリットである。

他方、五重の塔の内部構造とまでは言わぬが、中央に太い柱を有する複動機関の下部気筒には掃気効率の低さと燃焼不良という根本的病理がつきまとう。前者については次図に示されている通り下方気筒においてはガス流動速度分布の著しい偏りと乱れとが観察されている¹⁸。

図 I-1-9 MAN の複動気筒上下における掃気速度分布

¹⁸ 内丸はこの図、但し上部気筒のみを掲げ、「模型の気筒内に木製のピストンを嵌入し、之に窓口から掃除空気を吹き込んで氣流を生じ、各所の流速を『ピトー管』によつて測定し、その結果を圖示したもの」と述べている。『内燃機関』後編、669~670 頁、参照。内丸はこの図、但し上部気筒のみを掲げ、「模型の気筒内に木製のピストンを嵌入し、之に窓口から掃除空気を吹き込んで氣流を生じ、各所の流速を『ピトー管』によつて測定し、その結果を圖示したもの」と述べている。『内燃機関』後編、669~670 頁、参照。



山形甚吉『ディーゼルエンジン』工業評論社、1934 年、221 頁、第 212 圖。

濱部・長尾『船用機関及陸上用内燃機関』56 頁、第 44 圖も同じ。

後者については次のような指摘がなされていた。即ち：

複動機関は上部シリンダより下部シリンダの摩耗が小さい。潤滑油は下部が多くなり易いほか、発生馬力も下部は上部の 8 割ぐらいに小さいことに因る。しかし、時には下部の方が摩耗が大きいこともあるがこれは多くはピストンリング膠着などによる異常摩耗であってそれは燃焼条件が下部の方がわるい上に、高粘度の潤滑油が過量になって炭渣が多くなるなどに因る¹⁹。

燃焼不良ないし有害燃焼生成物はリングの膠着やライナの異常摩耗を招くばかりではなく、ピストン棒が下部気筒蓋を貫く部分のスタッフィング・ボックスにもトラブルを惹起する。複動ディーゼルの全盛時代、機関長 竹田谷片二によって記録され、その著書に収録された複動ディーゼル関係のトラブルを列挙すれば、以下の通りとなる。もっとも、中には偶々複動機関に生じたというだけで、単動機関においても起り得る項目が含まれている²⁰。

上部気筒用燃料噴射カム欠損[1~3 頁]、ピストン棒スタッフィング・ボックスからの漏水(ピストン冷却水シール不良)[3 頁]、上下ピストン締結ボルト折損→ピストン棒折損[6~11 頁]、下部気筒燃焼不良(噴射時期を規定より早めて修正)[14~16 頁]、ズルツァ型のピストンリング折損(摺動面角の R が規程の 0.8~1.0mm では不足しており、油溝や排気ポートに引っかかり折損→R を 2.0mm にして対策：単動複動不問)[56 頁]、気筒ライナ上下に割損[96~98 頁]、ズルツァ機関の掃気ポンプ(2100×860mm)ピストン棒折損[153~156 頁]、ズルツァ機関におけるピストン・ガード・リング(上下ピストン間スペーサ)破損[170~172 頁]、ズルツァ及び MAN 機関における下部ピストン・クラウン亀裂[240~241 頁]、ズルツァ機関における掃気ポンプ・ピストン棒屈曲[245~246 頁]。

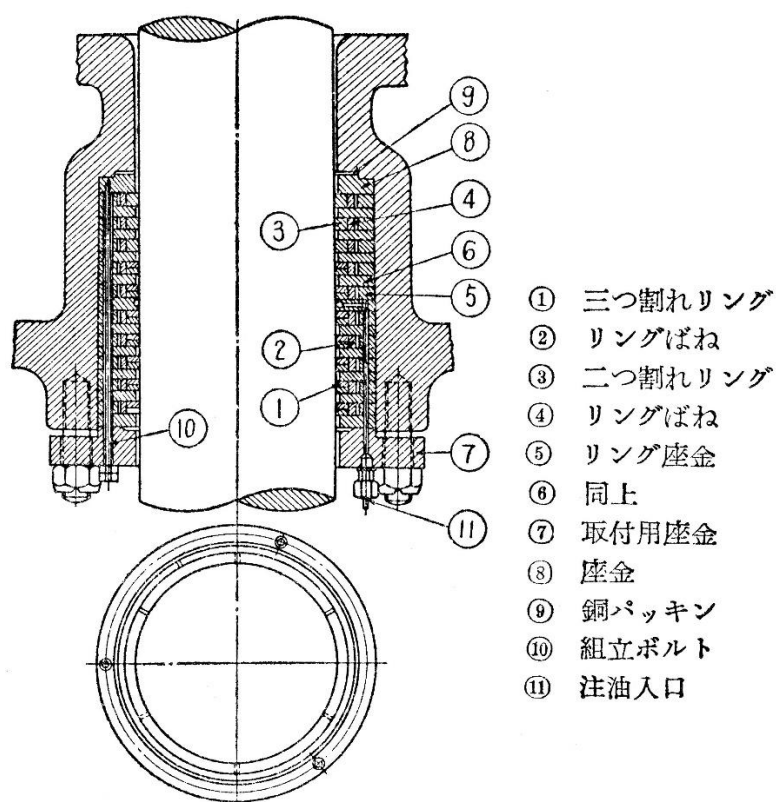
¹⁹ 山根幸造『シリンダライナの摩耗と C 重油・潤滑油』海文堂、1961 年、12 頁。

²⁰ 竹田谷片二『ディーゼル機関の故障と修整』海文堂出版部、1939 年、より。

意外なことにピストン棒そのものに発生した損傷やピストン棒スタッフィング・ボックス関係のトラブルは含まれていない。これは記述が著者の実体験に基づく事例を中心として構成されていたからであろう。

既に見た通り、スタッフィング・ボックスはピストン棒が下部気筒蓋を貫通する個所に設けられたシール機構であり、気筒側に属する部品である。それはピストン棒を摺動させながら高温高压ガスの気密を保ち、なおかつ摺動面を焼付かせないことを要件とされるから複雑な機能を背負わされた部品でもあった。その一般的構造例は次図の通りである。

図 I-1-10 下部気筒蓋スタッフィング・ボックスの一般的構造例



長谷川静音『陸船用ディーゼル機関』日刊工業新聞社、1955年、274頁、第15.3図。

下方に7段控える①は軟質の鋳鉄製 120° 三つ割れリングで、2段重ねでセットされ、ノックピンによる回り止めが施されている。②は鋳鉄製の環バネ(ピストンリングのようなモノ)で、バックアップ・リングとして件の三つ割れリングを背後からピストン棒表面へと押し付けている。上方に3段控える③は 180° 二つ割れリングで①同様、環バネ④によって外側から拘束されているが、ピストン棒に対しては 0.10~0.15mm の隙間を残し、火止めリングとしての役割を担っている。これらはリング座金⑤、⑥に收容され、座金⑦、⑧に挟まれつつ組立ボルト⑩によりユニット化され、取付用座金と共に下部気筒蓋にボルトオンされ、⑪より然るべく注油が行われた。

その位置及び機能から直ちに理解されるように、この下部気筒蓋スタッフィング・ボックスは摩耗や衰耗に起因するガス漏れ、潤滑不良や火止めリングの損傷に因る焼付き、低質燃料を焚く際には燃焼生成物に因る膠着の危険に絶えず曝され、また、ピストンやライナが損傷すればここからの水漏れが観察された。

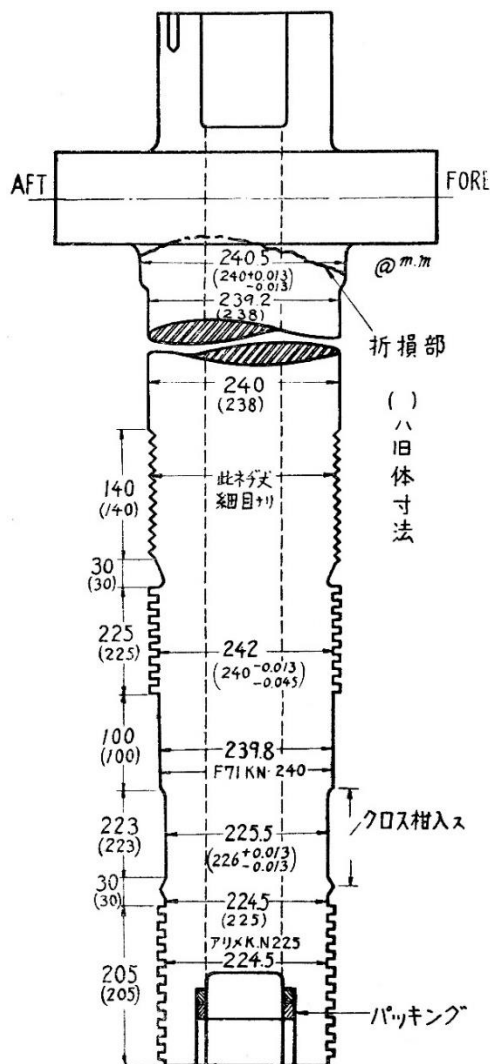
複動機関に多く発生した今一つのトラブルにスタッフィング・ボックスの相方たるピストン棒自身の損傷が挙げられる。複動機関のピストン棒は引張りと圧縮の交番荷重を受けつつ、その外表面は高温の腐蝕性燃焼ガスに曝され、かつ、この厳しい潤滑条件の下でスタッフィング・ボックスの中を摺動する。また、その内部はピストン冷却用の水または油の通り路となっており、ある種のズルツァ機関におけるように防錆剤入りの水が用いられる場合にはこれに因る腐食を生ずる可能性があった。

名古屋高等工業学校(→名古屋工業大学)機械科を卒業後、艦本式ディーゼルのメッカ、横須賀海軍工廠に入廠し、1935 年より 1 年余りの欧州出張後、海軍技師としてディーゼル関連の業務に従事した長谷川静音に拠れば、1937 年頃、我国では数隻の大形商船の複動機関ピストン棒フランジ部への相次ぐ亀裂発生が取沙汰された²¹。

竹田谷の事例集にピストン棒折損の一例を尋ねれば、次図の通りである。これは上述の如く、上下ピストン締結ボルト折損というピストン側の損傷から謂わば返り血を浴びる格好で生じた折損例である。

図 I-1-11 商船の複動機関用ピストン棒の折損例

²¹ 長谷川『陸船用ディーゼル機関』276 頁、参照。

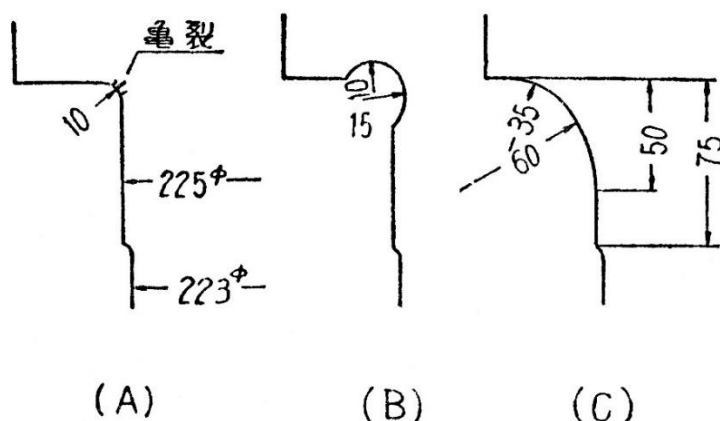


竹田谷片二『ディーゼル機関の故障と修整』11 頁、第十図。

長谷川の挙げる亀裂多発部位もこの折損部位と同じくフランジのフィレット部である。この部分には引張りと圧縮の交番応力が働き、フランジ部の曲げ応力もこれに加わる。勿論、此処に燃焼ガスの侵入を見ればその表面は腐蝕され表面粗度の低下を余儀無くされる。

応急対策として亀裂部を 10R+15R の丸い断面に抉り取り、応力集中を防ぐ方途、次図 (B) が施され、抉っても疵が取り去られない個体は廃却された。換装用の新製部品には (C) のような断面形状が与えられた。それは腐蝕と応力集中に因る疲労破壊に対する認識が未熟な時代の出来事であり設計技術進歩の一階梯であった。

図 I-1-12 商船の複動機関用ピストン棒に生じた亀裂と対策



長谷川『陸船用ディーゼル機関』276 頁、第 15.4 図。

長谷川はこうした記述に続けて：

…その頃軍用高速複動機関のピストン棒とフランジ部に亀裂が続発したが、これも腐蝕が原因と思われ、フランジ部にハンダメッキを施した不銹鋼の嵌輪を装備したり、特殊の防蝕塗料を施したり種々の方法が講ぜられた。

と回想している。

「軍用高速複動機関」なる言い草は如何にも気に食わぬが、この言葉遣いについての説明を含め、漸く日本海軍における事蹟そのものに目を転ずべき機が熟して来ているようである。

2. 日本海軍技術者の複動ディーゼル機関に対する基本的スタンス

さて、大形・中形・小形とか高速・中速・低速というのは時代と共に変化する曖昧な概念である。従って、かつての「高速」には現在の常識では中速に相当するモノまでが含まれていた。とまれ、日本海軍においては機関のサイズと回転数とについて次表のようなカテゴリー化がなされていたので長谷川に悪態をついた行掛かり上、ここで紹介しておく。ボア 450mm、最高回転数 350rpm.を超えた艦本式複動ディーゼルは現在なら須らく中形中速ディーゼルであるが、当時の概念では確かに大型高速機関に分類されていた事情が理解されよう。

表 I-2-1 日本海軍における内燃機関の分類

		「シリンダ」 径(m.m.)	単笈力量(I.H.P.)
サイズ	大 型	450 以上	300 以上
	中 型	450~300	300~100
	小 型	300 未滿	100 未滿
速度	毎分回転數		
		大・中型	小型

	高 速	300 以上	500 以上
	中 速	高速型中「ピストン」速度 6.0m/s 未満ノモノニ必要ニ應ジテ區別ス	
	低 速	300 未満	500 未満

『生徒 選修學生 内火機關教科書』23 頁、より。

長谷川を含む日本海軍の造機技術者が抱いていた複動ディーゼルについてのイメージは概ね先進諸国におけるそれと平行するモノであった。手許の資料を古い方から並べれば次のようになる。

因みに、発行年代順に横須賀工廠関係の文献を筆頭に掲げるが、上に述べたように、元々、その造機部は海軍におけるディーゼル開発の要衝の地位を占めていた。しかし、1934 年に至り広工廠機関実験部が此处に移転統合されたことに因って横須賀工廠は海軍におけるディーゼル機関に係わる実験研究、製造両部面の総本山となる。

- ・横須賀海軍工廠教習所『造機學教科書 内燃機關學』卷之一、1937 年 10 月、20~21 頁。

小型及中型機關ヲ複動トスルコトハ構造ガ複雑トナリ、機關ノ長サヲ増シ製作費ヲ増加スルカラ一般ニ 2「シリンダ」ニシタ方ガ經濟トナル。大型機關ニ於テ「シリンダ」容積ガ大キサノ極限ニ達シタ時複動ニスル時ハ更ニ大馬力ヲ許シ、且場所ノ節約ヲナスコトヲ得。又回轉力ヲ均一ナラシメル事ガ出來ル。複動トスルニハ「クロスヘッド」ヲ要スルコトハ勿論「ピストン」ノ冷却及「パツキン」箱等ヲ必要トスル。下部「シリンダ」蓋ニハ「パツキン」箱ガアル爲ニ弁或ハ其ノ他ノ孔ヲ設ケルニ充分ナル餘地ガナイカラ 4「サイクル」式トスル時ハ「シリンダ」蓋ノ構造ガ極メテ複雑トナリ、熱膨張ガ一樣ニ行ハレズ熱應力ニヨル破損ノ虞ガアル

又弁ノ爲ニ燃燒室ヲ横ニ張出サナケレバナラヌカラ形ガ甚ダ悪ク無氣噴射機關デハ到底満足ナ燃燒ハ得ラレ難イ。之ニ對シ 2「サイクル」式ヲ用ヒ中央ニ掃氣孔及排氣孔ヲ設ケル時ハ「シリンダ」蓋ハ非常ニ簡單トナルカラ熱應力ノ心配モナク良形ナ形ノ燃燒室ガ得ラレ「ピストン」棒ニ直接焰ガ觸レナイ様ニスレバヨイノデ複動トナスニ都合ガヨイ。複動式ハ 2「サイクル」式ト相俟ツテ内燃機關ノ大馬力ヲ得ル目的ニ對シ最モ未來ヲ有スルモノト思フ

- ・海軍機關學校前掲『生徒 選修學生 内火機關教科書』1943 年 2 月、180 頁。

從來操縦容易ニシテ作動確實ナル 4「サイクル」機械ガ多ク使用サレタルモ、近時 2「サイクル」機械ニ於ケル「シリンダ」内掃除ニ關スル研究進ミ「シリンダ」内燃燒狀況良好トナルニ至リ、大馬力機械トシテ適シ重量容積少キ 2「サイクル」機械ガ各種型式ノ機關ニ採用サルルニ至レリ。特ニ複動機械ノ出現ト共ニ 2「サイクル」複動機械ガ大型機關ニ於テ獨壇場ノ觀ヲ呈スルニ至レリ。

- ・朝永研一郎『舶用機關の特質とその趨勢』山海堂理工学論叢、1943 年 4 月、10~11 頁、13 頁(朝永は海軍技術少将と東京帝国大学教授とを兼任した技術者)。

「ディーゼル」機關の型式としては大型機關には複動 2「サイクル」式のものが絶対優

勢で又既装備の四「サイクル」式の機関をこの型式に改めたる實例すらある。尚事情の許す限り高速としてゐる。これに依りて重量を軽減し得たる一例は次の通である。

馬 力	型 式	毎分回轉數	機関重量 kg/HP	記 事	
3600	單動四サイクル	115	111	商船用 9 筒	何れも無氣噴油
	複動二サイクル	215	32		
	〃	600	6	軍艦 Leipzig 型	

中型及び小型機械には今尚單動四「サイクル」式のものが多いが高速高馬力のものには單動二「サイクル」式も漸く發達しつつあり、又複動二「サイクル」式とせる實例もある。

「ヂーゼル」機械の最初のは單動式であつて、その力量は一筒當り 500 馬力を超すものも稀であつたが、近時複動式(四「サイクル」又は二「サイクル」)が盛となり、複動二「サイクル」式である一筒當り 1200 乃至 1500 馬力のものも珍しくない。

・朝永による戦後の記述。『船用機関』日本機械學會、1950 年、93~94 頁。

……^{ママ}複動式は單動式に比し同一要目、同一數のシリンダで力量を増大し得、かつトルクの変動率を減少し得ることはちょうど二サイクル式と四サイクル式との比較と同趣である。ただし構造的には^{ママ}複動式はトランクピストンを用い得ず シリンダ下部ふた等の構造若干複雑となつて重量を増しピストン、ピストン棒等の材質も高温に対し一層の精選を要する。またシリンダが自然長くなり機械全体の高さを増す。しかし シリンダ下部ふたを有するためトランクピストン型機械に往々起るクランク室爆発のおそれはない。…中略…

要するに^{ママ}複動式の方が大力量の發揮に適するので優秀船は漸次^{ママ}複動式を採用する機運にある。

同じく元海軍技術少将、大江秀三も戦後の著作において「複動機関は構造は複雑となるが、發生馬力を大にすることが出来るので、大型機関では一般に複動機関が採用せらるる」と述べている²²。

このような見方は決して日本海軍固有の思考ではなく、ヨーロッパに端を発する複動ディーゼル・ブームの反響に過ぎなかった。しかし、商船界においてライセンス生産品を主体とする複動ディーゼル化が展開されたのとは対照的に、海軍においては輸入技術からの脱却が焦眉の課題とされた。

その結果として体系化され、以下、本稿にて取上げられる艦本式ディーゼル機関の呼称は次のように定められていた。大して意味の無い称号規程ではあるが一応紹介しておく。

1~ 9 号 : 2 サイクル複動空気噴射式ディーゼル[1, 2 号のみ]

11~19 号 : 2 サイクル複動無氣噴射ディーゼル[11, 13 号のみ]

21~29 号 : 4 サイクル單動無氣噴射ディーゼル[21~25 号]

²² 大江秀三『詳説 船用ディーゼル機関』海文堂、1951 年、6 頁、より。

31~39 号：2 サイクル単動無気噴射ディーゼル[31 号のみ]

41~49 号：欠

51~59 号：4 サイクル単動無気噴射超軽量高速ディーゼル[51 号のみ]

61~69 号：2 サイクル単動無気噴射超軽量高速ディーゼル[第Ⅱ部参照。全て試作]

71~79 号：特殊内燃機関[71 号のみ]

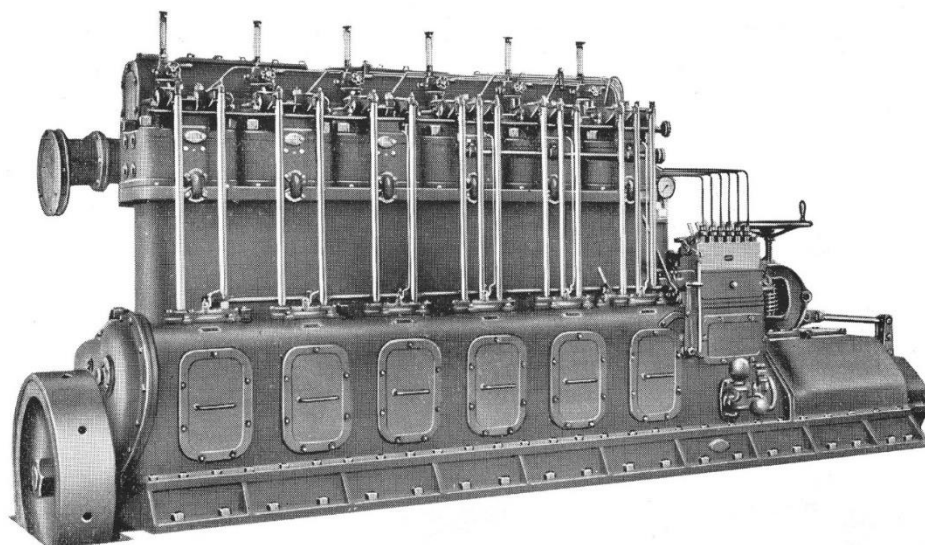
洋上艦艇の主・補機用蒸気タービンの場合とは異なり、開発能力が不足がちであった内燃機関において海軍は民間会社に開発させた製品を領収して使用する場合があります、艦本式ディーゼルにおいても民間技術にルーツを有するエンジンが艦本式 21, 24, 25, 51 号機械などとして制式化された例が認められる²³。

因みに、本稿では今後、第Ⅲ部で若干、取上げられるだけであるが、4 サイクル単動高速ディーゼルである艦本式 51 号 6 型空気室式機関(気筒数を“型”で表示。但し 12 気筒は“2 型”と称した)は 1931 年に試作・制式化された新潟系的高速ディーゼルであり、南満洲鉄道の内燃動車用新潟 K6D 型空気室式ディーゼル機関から舶用準高速ディーゼル MH6Y 型(燃烧室型式不明)を経て戦後、海上保安庁小型高速巡視艇用主機 MSA16H に、更には国鉄の機関車用制式ディーゼル機関へと連なるニイガタ・ディーゼル技術史の一階梯をなすモノであった。6 気筒ならびに 10 気筒型が整備されものの、主機、発電機関何れにおいてもクランク軸折損を生じたと伝えられている²⁴。

図 I-2-1 艦本式 51 号内火機械のルーツ、ニイガタ MH6Y 型準高速ディーゼル機関

²³ 小形舟艇用内燃機関における例については拙稿「日本陸海軍小形舟艇エンジン閑話」(大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載予定)、参照。

²⁴ 松尾 務「旧海軍艦艇ディーゼル機関の故障欠損について(その二)」『生産技術』Vol.10, No.4、1955 年 4 月、より。松尾は海軍技術将校であったが、戦後の経歴については不詳。



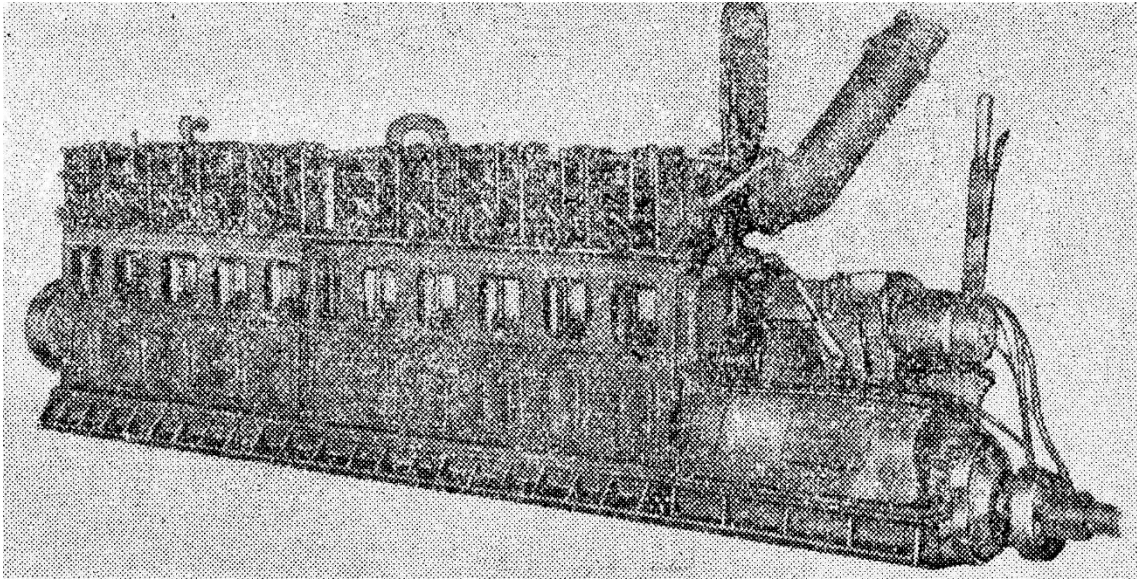
MH6Y型 250 軸馬力
(準高速型)

(株新潟鐵工所『四サイクル・エアレス式 ニイガタ・ディーゼル機関取扱法』改訂第五版、1935 年 11 月、グラビア 6 頁、より。

もっとも、かの 51 号 6 型などは $6\cdot140\times200\text{mm}$ 、排気量 18.47ℓ にして僅かに 150BHP/1300rpm. という低性能のくせに自重が 1.63t もあったから、比出力は 10.9kg/BHP にも達していた。これを直列 10 気筒に仕立てた同 10 型は 300BHP/1500rpm. の性能ではあったが、それでも到底「超軽量高速ディーゼル」などと呼べるようなシロモノではなく、海軍のディーゼル機関呼称体系の価値を貶めるかの如き鈍重さであった。これを客観的に言い換えるなら、この呼称に現れた感性に時の日本海軍における造機技術の実力そのものが投影されていたワケである²⁵。

図 I-2-2 艦本式 51 号 10 型内火機関

²⁵ 満鉄“ジテ”型ディーゼル動車用 K6D 型機関に端を発し、船用 MH6Y 型から 51 号を経て戦後の海保巡視艇主機 MSA16H 型、国鉄制式ディーゼル機関に至る新潟鐵工所系準高速・高速ディーゼル機関の歩みについては拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』信山社、1993 年、191、204 頁、71 号については同、192~193 頁、51 号についてはまた『鉄道車輛工業と自動車工業』第 7 章 第 2 節、参照。勿論、第Ⅲ部ではこれらが正面から取上げられる。



長谷川『陸船用ディーゼル機関』12 頁、第 1.9 図。

3. 潜水艦用空気噴射式複動ディーゼル、1, 2 号内火機械の開発

1) 前史

日本海軍における複動ディーゼル機関の発祥と我海軍への導入について海軍機関学校前掲『生徒 選修学生 内火機関教科書』は次のように述べている(178 頁)。

第一次歐州大戦前既ニ出現ヲ見タルモ、大戦中一時中断ノ貌トナリ、戦後又大ニ發達セルモノニシテ、敢テ最近ノ發達ニ非ザルモ、之ガ採用數ハ近時夥シク増加セリ。

然レ共潜水艦用機械ノ如ク機械ノ高サ極度ニ制限セラルルモノニ在リテハ其ノ適用困難ナリシガ、我ガ海軍率先研究ノ上 1 號機械トシテ出現スルニ至レリ

複動ディーゼルの出現が第一次世界大戦前というのは試作レベルでのハナシであるが、日本海軍における開発の歴史的特色は潜水艦主機の複動ディーゼル化という点にあり、引用と逆の見方をすれば、日本海軍はそれだけ大形高速大出力の潜水艦開発を志向したということにもなる。以下、その流れの前史に当る部分の概略について紹介して行く²⁶。

²⁶ ドイツで第一次世界大戦前に試作されていた複動ディーゼルについては cf., Friedrich Sass, *Geschichte des Deutschen Verbrennungsmotorenbaues von 1860 bis 1918*. Berlin, 1962, SS.546~559, 576~580.

本節及び次節の基本的な流れについては近藤市郎「舊海軍における大型複動ディーゼル機械の研究(上、下)」『生産技術』Vol.5, No.5, 6, 1950 年 5, 6 月、同「草わけの頃(15)」『内燃機関』Vol.5 No.3, 1966 年 11 月、甘利義之「第一次大戦以後における我海軍機関の進歩」牧野 茂・福井静夫編『海軍造船技術概要』下巻、今日の話題社、1987 年、1621~1769 頁、所収の 1648~1650 頁、より。重要な技術的論点については松尾 務「旧海軍艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」『生産技術』Vol.10, No.3, 1955 年 3 月、最後の艦政本部長、渋谷隆太郎 元海軍技術中将の記述、『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』生産技術協会、1970 年、15~17、190~210、226、418~433、443~444 頁、日本造船学会『昭和造船史』第 1 巻、原書房、1977 年、675~680 頁、近藤市郎・長野利平(対談)「内燃機関の発展に想う」『内燃機関』Vol.16 No.191, 1977 年 3 月、近藤市郎・大原信義・村田正之「日

日本海軍における潜水艦用ディーゼル機関の嚆矢は 1917 年に第 15 潜水艦に装備された Schneider et Cie.(仏)製“朱式”1100SHP であった。1920 年には Fiat(伊)製“フ式”1300SHP/360rpm.が投入された。気筒蓋の亀裂発生を機に海軍における鋳鋼の溶解が電気炉に切替えられたのは 1921 年頃であったと伝えられているから、これらの機関においてこの種の事故が発生したのであろう。

しかし、これらの 2 サイクル単動ディーゼルはほとんど役に立たず、中形では同年からの、4 サイクル単動、Vickers “毘式”(12-368.3×381mm, 1200SHP/380rpm.)、1919 年の 2 サイクル単動 Sulzer(スイス)“ズ式”2 号(6-450×440mm, 1450SHP/340rpm.)、1927 年の MAN(独)“ラ式”1 号(6-450×420mm, 1200SHP/450rpm.)が未だしも実用された。

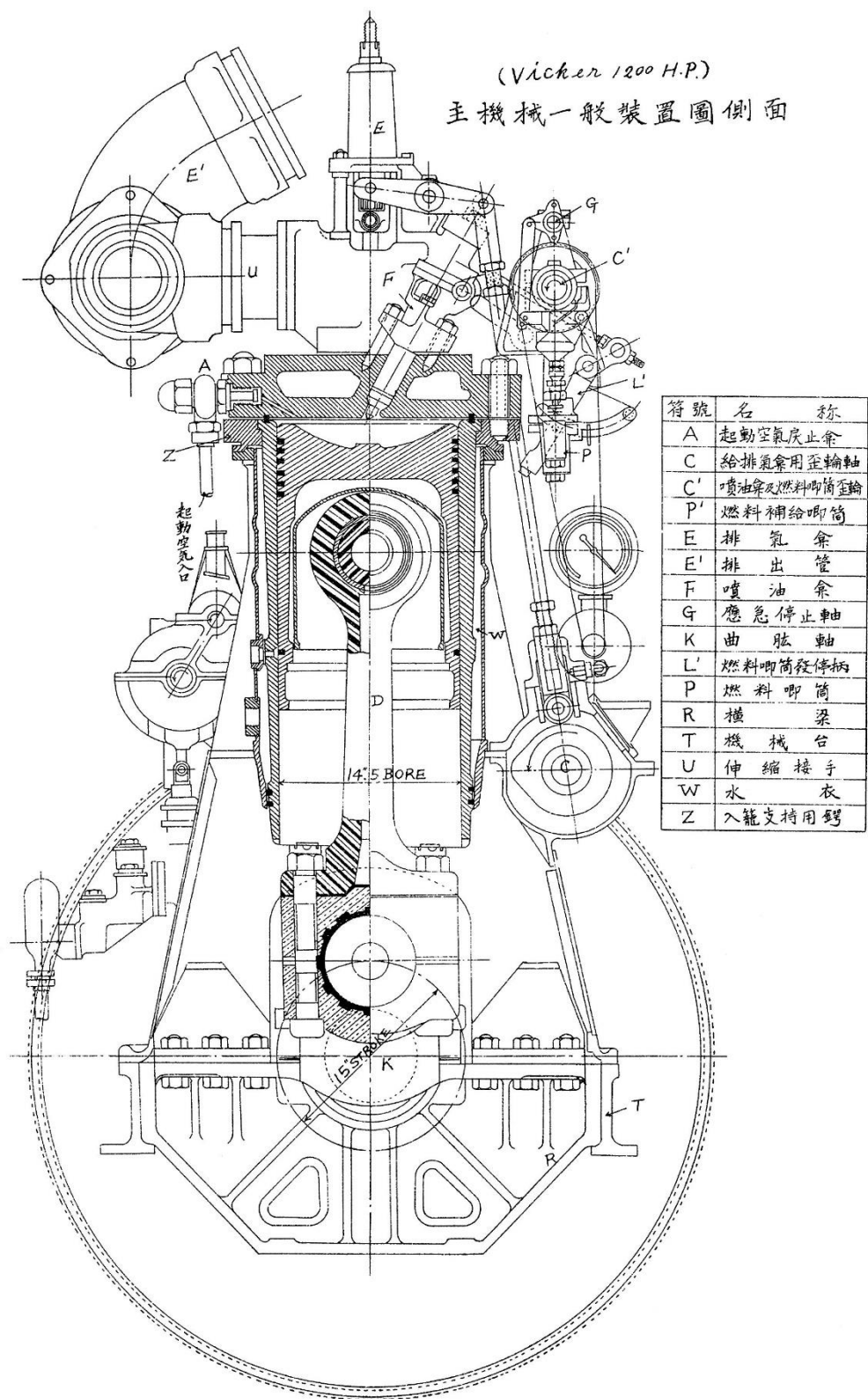
この“ラ式”なる呼称は 1923 年 1 月、MAN の技術を導入する際、川崎造船所が戦後の国際情勢を顧慮してスイスの Maschinenfabrik Rauschenbach A.G.との契約という体裁を繕った事蹟に因んでおり、図面や資料は実際に同社経由で提供された。また、MAN の持ち機関のサンプル輸入に際しては三菱商事ベルリン支店長がこれをラ社からの購入品という形に偽って禁輸措置回避を成功させている。なお、“ラ式 1 号”機関の製造権は 1924 年、川崎から海軍と三菱神戸造船所とに分権された²⁷。

“ラ式”と“ズ式”については追って取上げられるが、Vickers(英)＝“毘式”は 1917 年、三菱重工業神戸造船所によってライセンス導入され商船に装備された 4 サイクル・ディーゼルである。次図は中形潜水艦主機として重用されたヴィッカース 1200 馬力機関のノズルを含む横断面を示す。

図 I-3-1 Vickers 1200HP 機関

本海軍の艦艇用内燃機関の発達史」『内燃機関』Vol.19 No.244、1980 年 12 月、近藤市郎「日本海軍造機技術の回想」『日本船用機関学会誌』第 20 巻 第 10 号、1985 年 10 月、藤田秀雄・村田正之・大原信義・片岡敏道「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史(艦艇用内燃機関 その 1-2)」『日本船用機関学会誌』第 30 巻 第 7 号~第 8 号(1995 年)、に拠る。『日本海軍潜水艦史』同刊行会、1979 年、第二編、第二章、第三節 機関の「一 潜水艦主機械」(70-80 頁)は近藤市郎「舊海軍における大型複動デイズル機械の研究(上、下)」や『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』の記述を単に引き写しただけのモノである。なお、この『旧海軍技術資料 第 1 編』は(1)~(5)の 5 分冊の形で刊行されている。

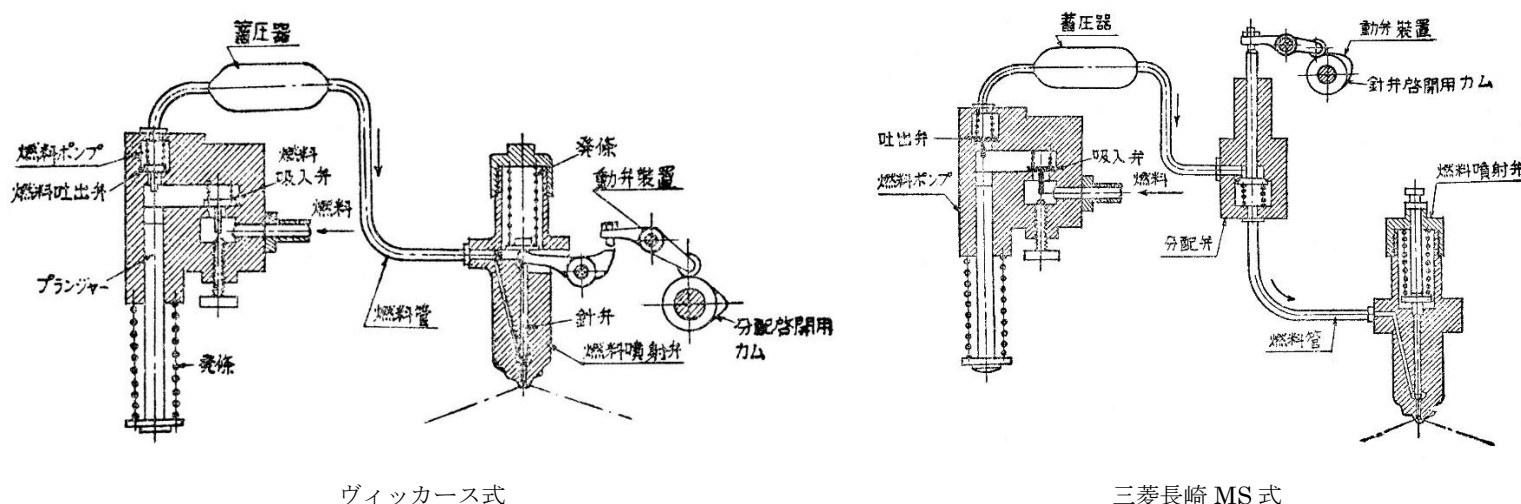
²⁷ 稻生光吉「三菱神戸内燃機の歴史と郷愁」旧内燃機関『神戸三菱内燃機五十二年史』1969 年、8~18 頁の 11~12 頁、川崎重工業(株)機械ビジネスセンター『原動機事業 100 年のあゆみ』2008 年、104 頁、参照。



海軍兵學校『昭和十一年十月 機關術教科書（內火機械）附圖（學生用）』第五十圖。

言うまでも無く、“毘式”は技術担当重役 Sir James McKechnie(c1852~1931)によって世界に先駆けて開発され最大噴射圧 500kg/cm² を実現した²⁸ 蓄^{コモンレール}圧式無気噴射方式で名を馳せたブランドであり²⁸、後年、長崎造船所で開発され複動にも展開した航洋船主機用大形ディーゼル MS 型の噴射系もその発展型であった。よって、噴射方式だけ観ればそれは複動機関というヤヤコシイ機械を成立させるには恰好のベース技術とも言えなくもない²⁹。

図 I-3-2 コモンレール式噴射系



大江『詳説 船用ディーゼル機関』139 頁、第 116 図、第 117 図。

もともと、先の断面図を掲げた教科書の本文には：

「ビ」式 1,200 馬力機械ハ英國「ビツカー」(Vicker)會社ノ考案ニナル直立單働四衝式機械ニシテ一箇ノ發生馬力 100 馬力ナルヲ以テ他式機械ニ比較シテ多數ノ發動箇ヲ必要トシ從ツテ機械ノ長サ長ク多クノ場所ヲ要シ且ツ機械ノ重量モ比較的大ナリ

燃料ノ噴射ハ無気噴射ノ方式ヲ採用シ他式ノ如ク燃料噴ニ壓搾空氣ヲ用フルコトナク燃料自身ニ 210 疋乃至 280 疋内外ノ壓力ヲ保タシメ噴油弁噴口ノ小孔ヲ通ジテ燃料

²⁸ ヴッカーズは 1903 年頃、MAN よりライセンスを導入、その成果を'08 年に小形潜水艦に装備して試用を開始したが、噴射用空気圧縮機のトラブルに悩み、コモンレール式の開発に着手、'10 年頃にその目途をつけた。直ちにイギリス海軍の潜水艦での大々的試用が始められ、商船への装備は'20 年のタンカー *Narragansett* を嚆矢とした。cf., *The Engineer*, May 14, 1920, Edgar C., Smith, *A Short History of Naval and Marine Engineering*. Cambridge, 1937, pp.332~333.

²⁹ 大江『詳説 船用ディーゼル機関』139~140 頁、参照。Vickers のコモンレール式噴射系については渡部寅次郎『ディーゼル機関 I』岩波全書、1936 年、130、131~132 頁、参照。当時、コモンレール式に通有の弱点は絶えず燃料油の高い圧力を受ける噴射弁からの漏洩にあった。高圧燃料の仕切り弁を温度的にも衝撃面でもより過酷な気筒頭から架構側面に移した MS の方式はこの点に係わる改良とも見做され得る。その更なる改良型と位置付けられ得るのが Cooper-Bessemer(米)の“atomospheric relief”方式である。これについては復興期の電気式ディーゼル機関車を取扱う別稿にて論ずる。

ヲ直接噴霧状トナシ噴油スル方法ナルヲ以テ噴射用空氣ノ壓搾唧筒ヲ要セズ速力ノ調整ハ燃料唧筒ノ動作ヲ加減シ燃料ノ供給時間ヲ變更シテ小ナル回轉ノ調整ヲ行ヒ大ナル回轉數變更ニ對シテハ使用筭數ヲ加減シテ調整ヲ行フヲ以テ使用回轉數範圍比較的大ナリ

本式機械ハ英海軍及我海軍に手永年使用ノ經驗ヲ有シ其ノ成績ニ徴スルニ從來比較的故障少ナク最モ確實性ニ富ミ潜水艦主機械トシテ大ニ信賴アリ³⁰

と記されている。初期型の噴射圧はこの程度であったようである。

興味深いのは「ビ」式 1,200 馬力機械が大幅な力量変更に対しては可変気筒によって対処することを余儀無くされていたことである。これを、当時の蓄圧式無氣噴射システムは制御性に足らざる点があったと読むか、可変気筒方式に依ってデッドスロー運転を可能にしていたと読むか、難しい処である。もっとも、極度のデッドスロー運転なら起動時と同様に空氣運転で対処するテは有った筈であるから、恐らく前者の評価が真実に近いように想われる。正常燃焼のレンジが極めて狭かったワケである。

やがて三菱神戸造船所においては“ラ式” 1 号機械をベースとしつつ、これに軽油焚きから重油焚きへと改良されたヴィッカーズ式噴射系と操作性を飛躍的に向上させた稲生式操縦装置とを組込んだ機関が誕生し“三毘式”と命名され、やはり中形潜水艦に装備された。

“三毘式”を含め三菱ヴィッカーズ系内燃機械は単動ながら 4 サイクルであり燃料噴射弁も機械的弁であったから、かなり複雑な機械であった。

しかし、発煙の傾向はあったものの、商船においても実証済みの高い信頼性が評価され、後に三菱ヴィッカーズ 8G 34/37 型機関による 600kW 発電装置は大和型戦艦に 4 基ずつ装備されたし、“三毘式” 8P 45/42 型機関は艦本式 21 号内火機械と命名された。更に、噴射系を蓄圧式から定行程逃し弁式噴射ポンプと自動弁というヨリ一般的な組合せに改めた同系 31/38-6 型機関は艦本式 24 号内火機械として制式化された³¹。

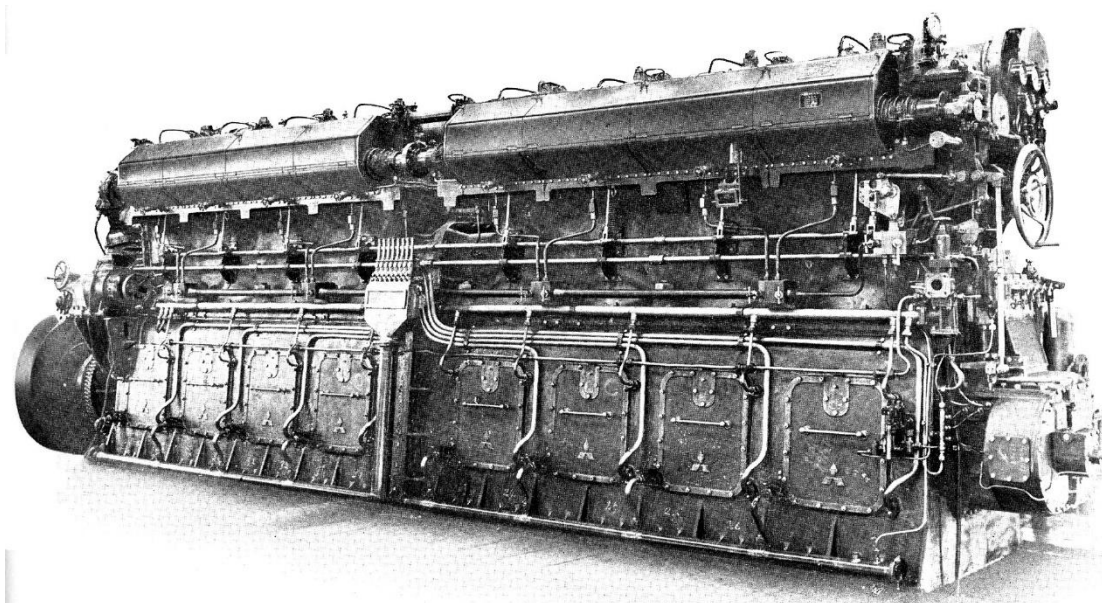
³⁰ 海軍兵學校『昭和十一年十月 機関術教科書 (内火機械) (學生用)』32 頁、より。

³¹ Bosch B 型噴射ポンプは中~大形機関用でもプランジャのストロークが 10mm 内外から十数 mm と短く、エレメント内の高圧部と低圧部とが近接しているためその間に漏洩を生じ易く、高速機関には好適である反面、回轉の遅い中~低速機関には不向きであるというのが戦前戦時期の常識であった。この考え方は工作精度の向上により戦後世界では見事に覆されて行つた。武谷種見『ボッシュ式 燃料ポンプの摩耗』大和ディーゼル機器(株)(私家版)、1984 年、3~4 頁、参照。

なお、プランジャの切欠き形状が B 型よりシンプルなボッシュ A 型噴射ポンプは 1930 年代半ばにリリースされており、神戸製鋼所や自動車工業(株)の自動車機関、それも気筒サイズが比較的小さな機種に試験的に採用されていたが、そのプランジャ径は 4, 5, 6, 6.5, 7 φ と小さかったため、採用範囲は限局された。自動車機関用でも B 型なら 10 φ までラインナップされていたので、当時、広範囲の機種をカバーさせられるボッシュ噴射ポンプと言えば B 型を描いて他に無かった。機関車クラス以上のディーゼル機関に用いられるボッシュ・ポンプは今でも B 型である。塚川 知「いすゞ DA110-103 型および DA120-102 型ディーゼルエンジン用 A 型燃料噴射ポンプについて」『いすゞ技報』第 25 号、1957 年、拙著『日本のディーゼル自動車』220~221 頁、『伊藤正男——トップエンジニアと仲間たち——』

次図に三菱ヴィッカース 8P 45/42 型機関その外貌を示すが、4 気筒機関を 2 つ繋いだような構成が観取されよう。因みに、これらのヴィッカース系三菱神戸機関は戦後も暫くは製品寿命を保つこととなっている³²。

図 I-3-3 艦本式 21 号内火機械となった“三毘式” 8P 45/42 型機関の外観

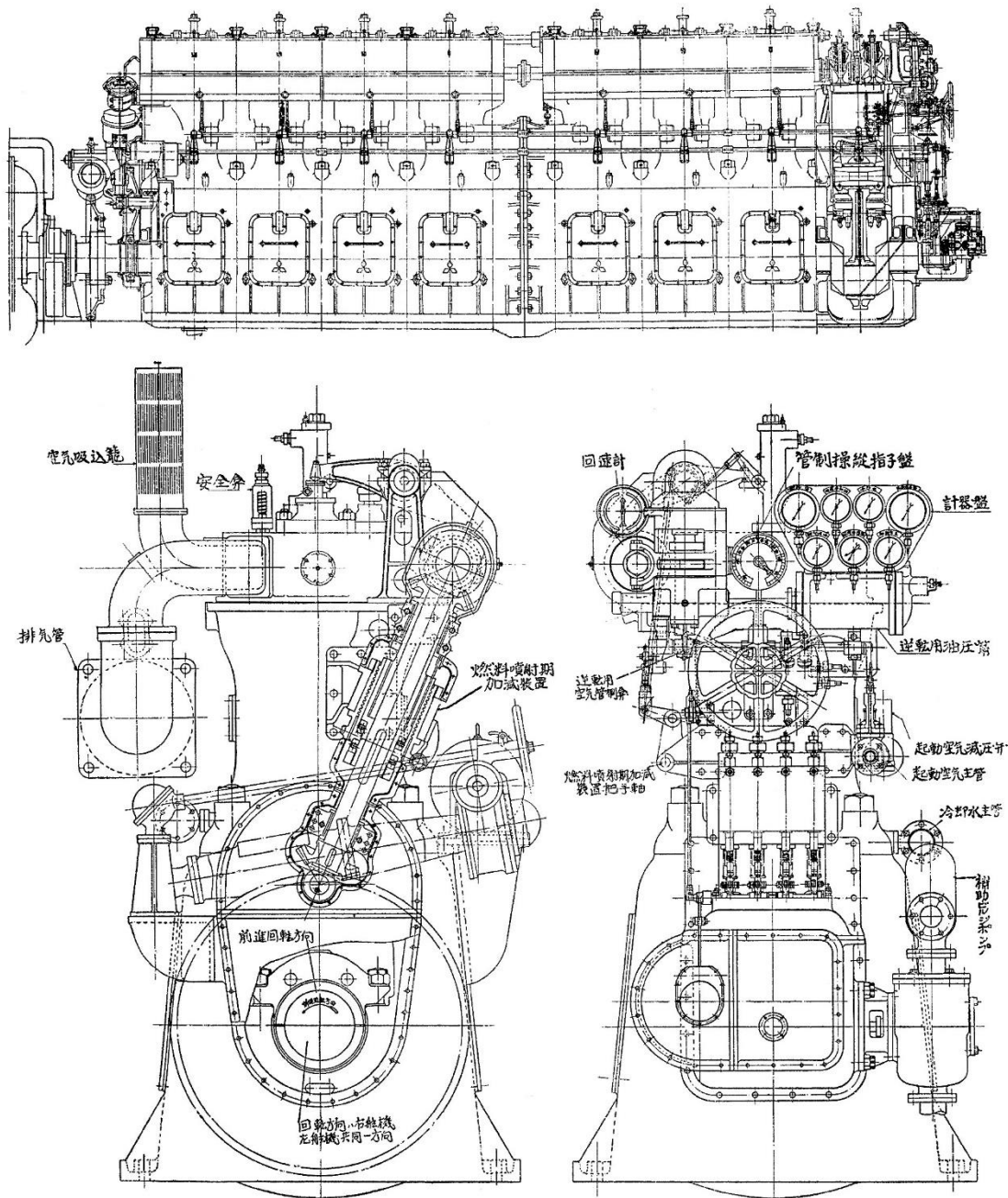


三菱重工業(株)神戸造船所『三菱神戸四サイクルディーゼル機関』無刊記、35 頁、より。

図 I-3-4 艦本式 21 号内火機械となった“三毘式” 8P 45/42 型機関の 3(?)面図

日本経済評論社、1998 年、80~83 頁、参照。

³² 24 号内火機械については木村正彦「憶い出すままに」『神戸三菱内燃機五十三年史』42~54 頁の 43~48 頁、参照。ヴィッカース系三菱機関における燃焼改善努力や自動弁導入経過の一端については同書、300~302 頁、参照。21 号、24 号機械の諸元については後程、22 号との係わりで一括表示する。



形 式.....単動四サイクル
 無気噴油縦形
 シリンダ数.....8
 シリンダ径.....450 mm
 行 程.....420 mm
 回 轉 数.....420 rev/mn
 軸 馬 力.....1,350 HP

船用単動四サイクル
 チーゼル機関
 船用高速機関
 組立図
 三菱重工業 神戸造船所
 株式會社

『改訂國産機械圖集』89頁、より。

ズルツァ機関については次のように解説されている。

「ズ」式 600 馬力ハ特中型ニ「ズ」式 1,300 馬力ハ海中型及ビ海大一型ニ「ズ」式 3,000 馬力ハ海大二型以下ノ潜水艦ニ用ヒラレ機械ハ瑞西「ズルザー(Sulzer)」會社ノ考案ニナルモノニシテ單動二衝式機械ニシテ給氣排氣ハ發動筭側壁ニ設ケラレタル掃除孔排出孔ヲ通ジ掃除空氣ニヨリ行ハルルヲ以テ掃除唧筒ヲ必要トス 現今ハ主ニ電動機ニ依リ驅動セラルル獨立ノ掃除唧筒即チ「ターボ」掃除唧筒ヲ試用ス

燃料唧筒ハ各筭ニ對シ一個宛ヲ有シ主機械一基ニ對スルモノハ一括シテ機械後端ニ裝備サレ又燃料噴射ハ空氣噴射方式ヲ用ヒ高壓噴射空氣ヲ以テ噴霧狀トシテ筭内ニ壓入スルガ爲メ主機械直結ノ噴射用空氣壓搾唧筒ヲ裝備ス

燃料噴射ハ空氣噴射式ナルヲ以テ噴霧ノ狀況良好ニシテ一般ニ筭内ノ燃料燃燒狀況甚ダ良好ニシテニシテ發煙モ少ク無空氣噴射ト異リ燃料唧筒ノ使用壓力低キ爲メ唧筒ノ故障少キ利點ヲ有ス

速力變更ハ主トシテ燃料供給量ノ増減ノミニテ行ハルルヲ以テ之ガ微量ノ變化モ回轉數ニ影響スルコト大ナリ

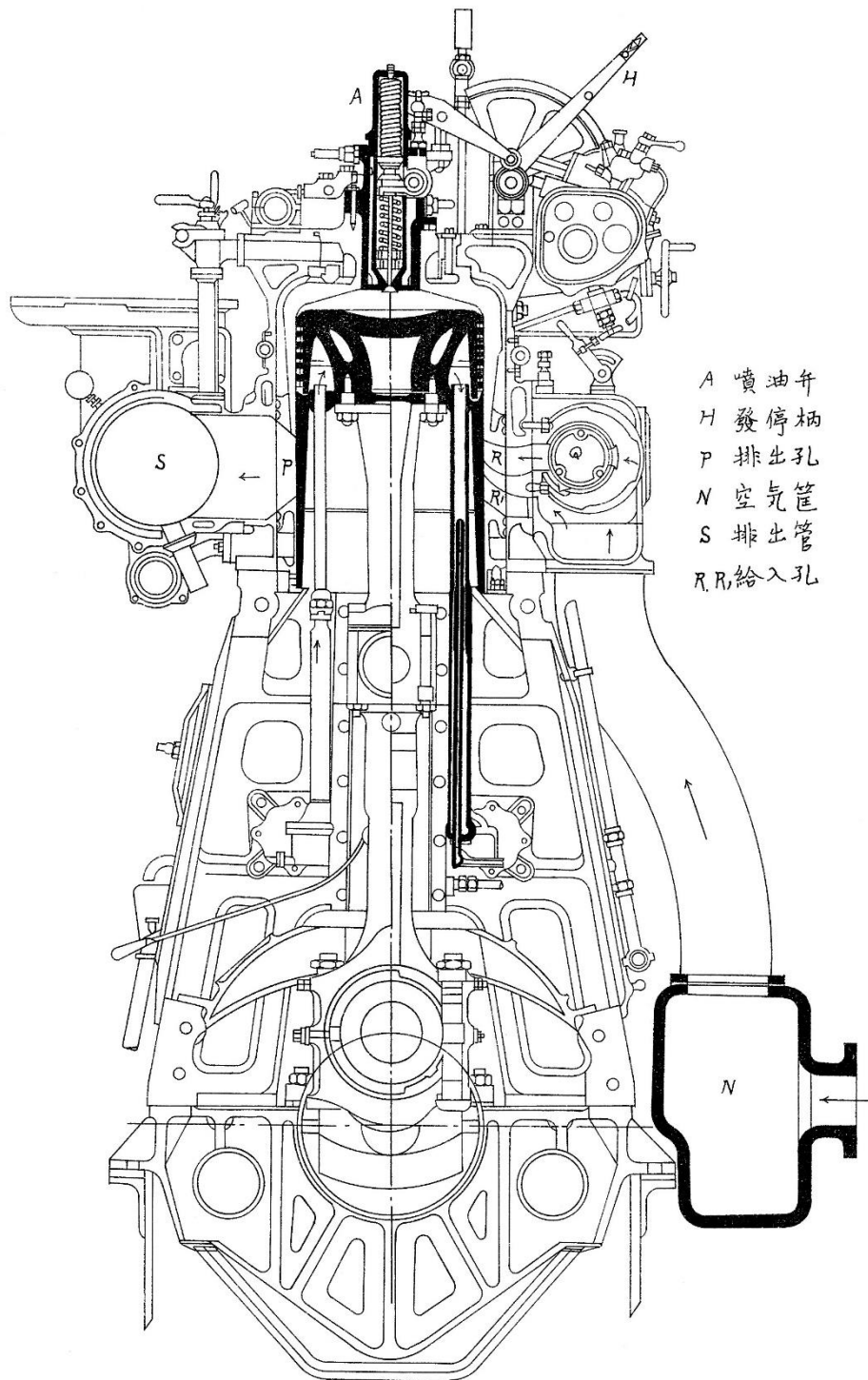
本式機械ハ我海軍ニ採用以來既ニ相當年月ヲ經過シ種々改善ヲ施サレ信頼性大ニ増シタリ³³

“ズ式” 2 号は次のような横断面、側面(一部切断)を有する機関であつた。頭部一体“とっくり型”気筒と回転弁“Q”による掃氣管制方式、テレスコピック式ピストン冷却装置、両ガイド式クロスヘッド等が觀取される。

図 I-3-5 “ズ式” 2 号機関横断面

³³ 海軍兵學校『昭和十一年十月 機關術教科書(内火機械)(學生用)』32~33 頁、より。

二衝式「スルザ」型ディーゼル機械(1300H.P.)

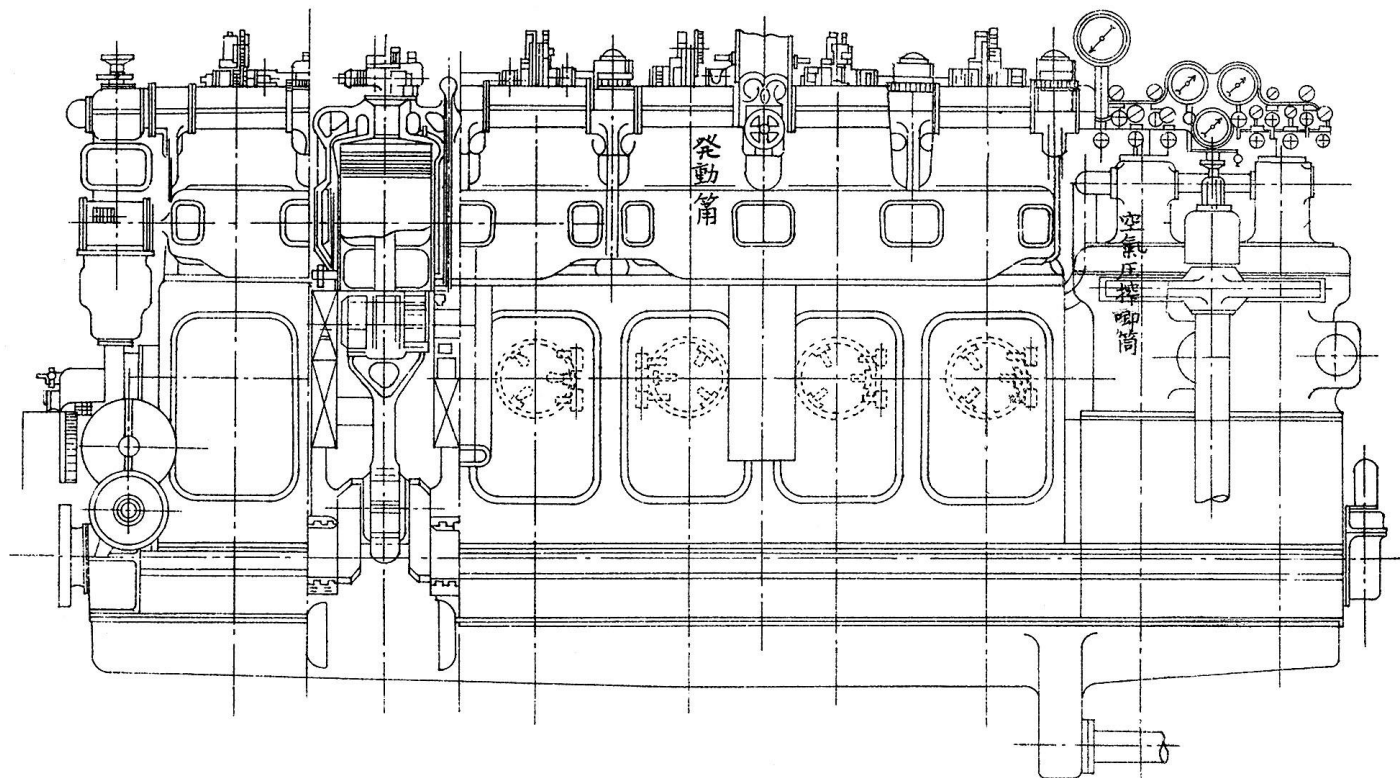


海軍兵學校『昭和十一年十月 機關術教科書 (内火機械) 附図 (學生用)』第四十八圖ノ二。

その出力が 1450 ではなく、1300HP とあるのは連続定格表示なのであろう。

図 I-3-6 “ズ式” 2 号機械の側面

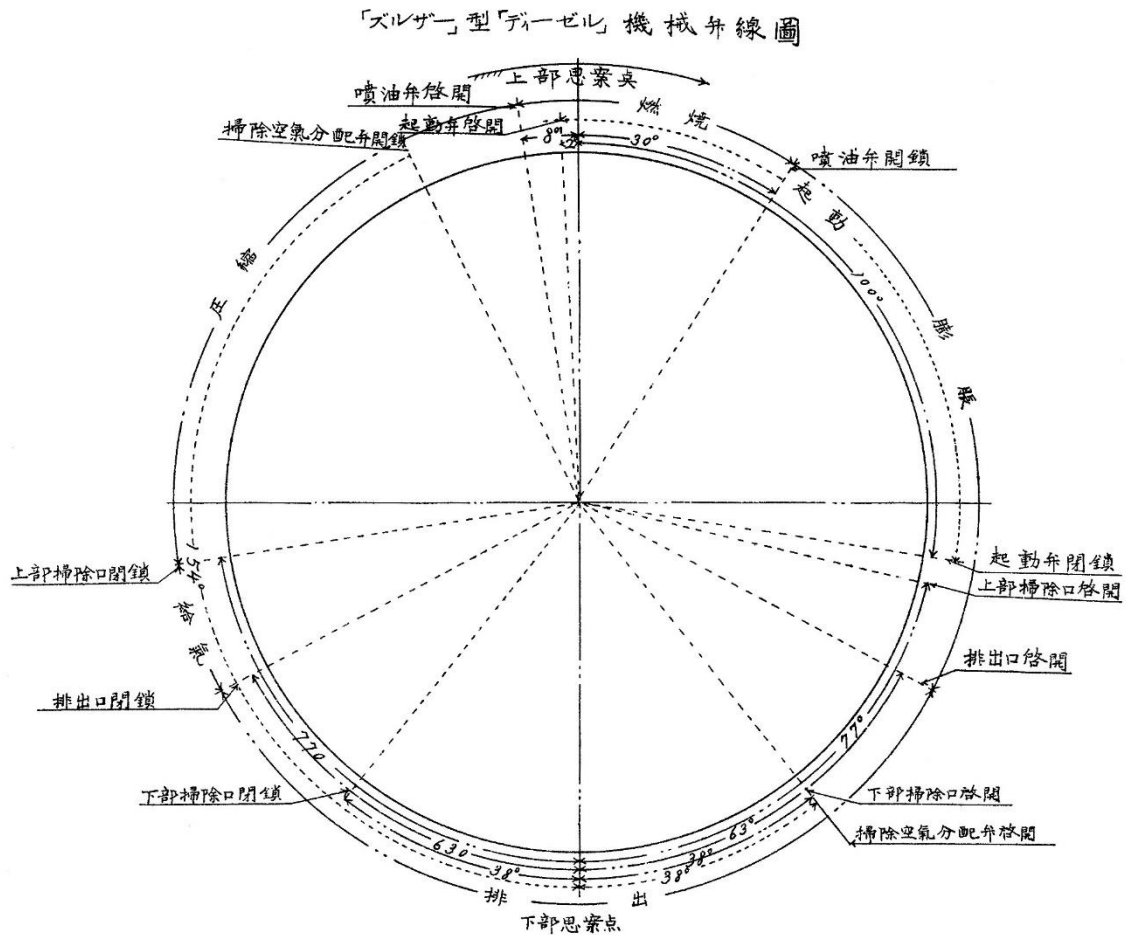
二衝式「スルザー」型「ディーゼル」機械 (1300 H.P.)



同上、第四十八図ノー。

その掃・排気ポート及び掃除空気分配弁、噴射弁、起動弁のタイミングは以下の通りであった。

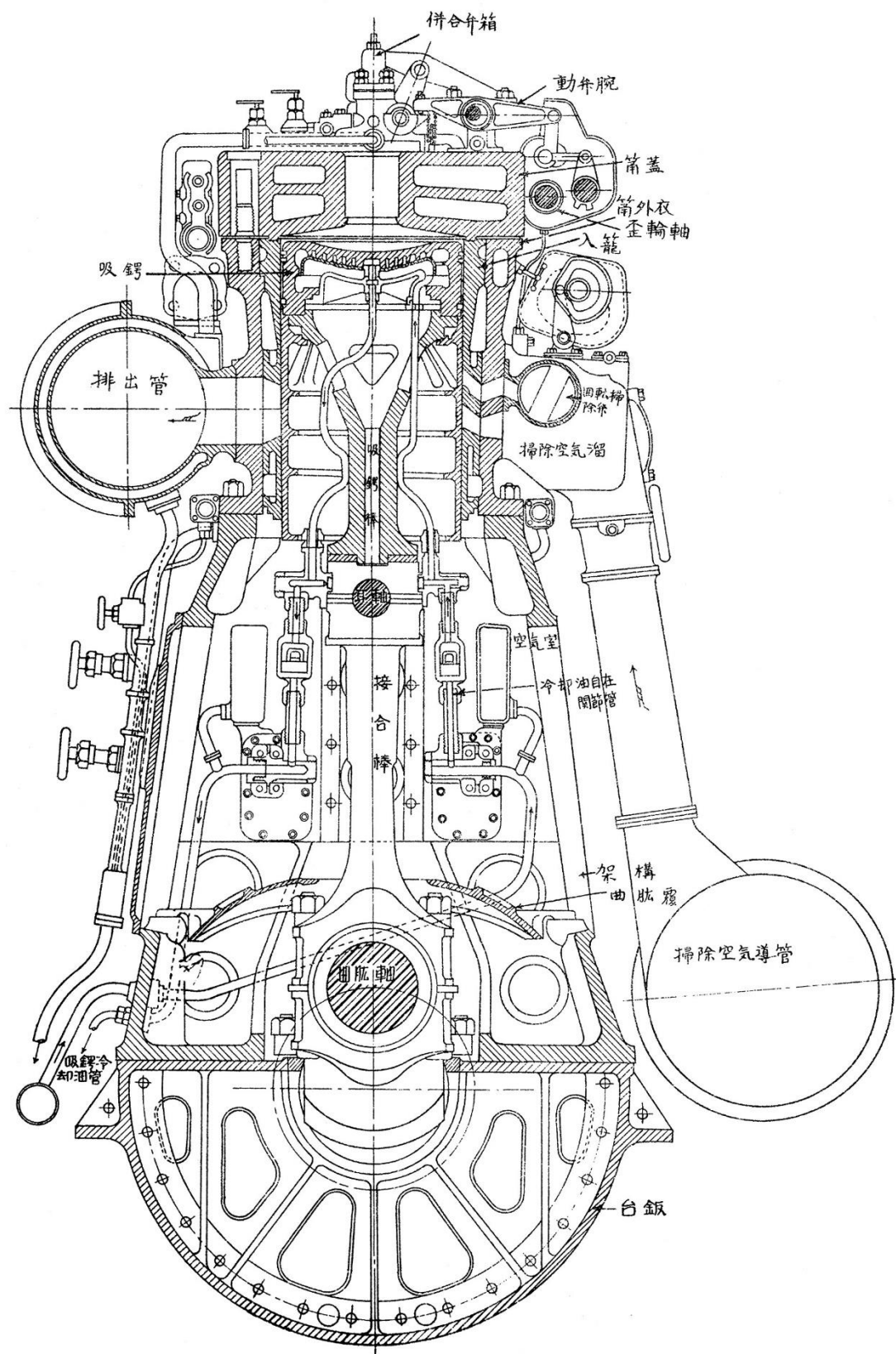
図 I-3-7 “ズ式” 2 号機械の掃・排気ポート及び掃除空気分配弁、噴射弁、起動弁開閉時期



同上、第四十九圖。

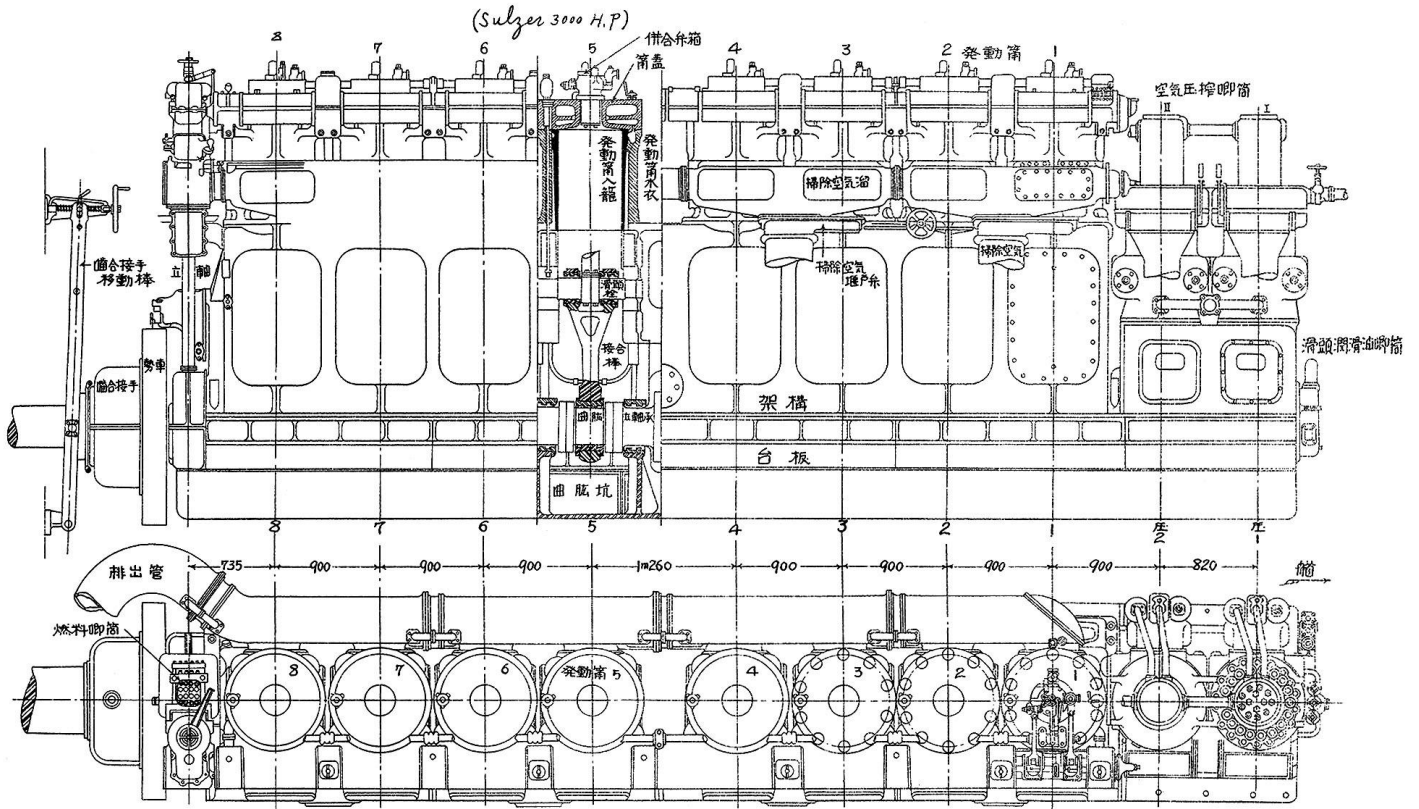
大形で活躍した 1925 年の“ズ式 3 号”(2 サイクル、8-540×570mm, 3400BHP/300rpm.)、MAN “ラ式 2 号”(4 サイクル、10-530×530mm, 3000BHP/390rpm.)といった空気噴射式単動諸型式の内、前者は上に言及された「ズ」式 3,000 馬力に当る。本機は“ズ式”2 号と同一掃気方式ながら増寸された 8 気筒機関であった。気筒も蓋付き構造へと変更されていた。こちらについても、3000BHP というのはその連続定格出力であったようである。

図 I-3-8 “ズ式” 3 号機械横断面



同上、第五十一圖(乙)。

図 I-3-9 “ズ式” 3 号機械側面・平面図



同上、第五十一圖(甲)。

次図は“ズ式” 3 号内燃機械の一部(“猿の腰掛”)をヨリ詳細に表した縦断面図であり、4 気筒+4 気筒+2 の繋ぎ合わせ 3 個イチ構成となっていることが観取される。前(右)端、段下がりの 2 コマは上図にも示されている通り噴射用空気圧縮機の座で“ラ式” 2 号と似た構成である。材料は何れにおいても鋳鋼であろう。各ピースの結合部には当然ながらパスボルト(リーマボルト)が用いられた。

右に添えられた横断面図が半端なのは遺憾であるが、下の主軸受部断面において架構内腔が急激な上すぼまりになっているのはその左右内壁に滑座が取付けられ、両ガイド式のクロスヘッドを案内するようになっていたからであり、この点は同時代の“ラ式”も同じであった。

図 I-3-10 “ズ式” 3 号内燃機械における繋ぎ合わせ方式の架構と台板

欠陥対策と実物や MAN 機関(U ボート主機)技術についての招聘技師を通じた学習を通じて実力を磨いた。中立国スイスのメーカー、ズルツァは同じくデンマークの B&W 共々、二度の世界大戦中も商船用大形ディーゼル技術開発を継続させ、その技術的優位性を高めたが、当時の潜水艦主機に限っては些か暈水練のきらいが否めなかったようである。

この“ズ式”機関の改良に海軍関係者は何と都合 10 年もの歳月を傾けている。散々、不満を抱きながらもズルツァ機関に拘ったのは無論、それが潜水艦主機として有利な占有スペース・重量当り出力を発揮し得る 2 サイクル機関であったからである。その上、ズルツァは世界一流のディーゼル・エンジン・メーカーであったから、教えられるところも多かった。現に、1924 年から’26 年にかけてイギリス他に留学させられていた近藤はズルツァでは「瞬間温度測定装置」により運転中の機関のピストン温度を測定する技術に触れ、横須賀工廠でもこれを輸入して本邦初の測定を 1925 年に実施させるといった足跡を残している。

他方、“ラ式”については次のような解説が見受けられる。

「ラ」式又ハ「マン」型(M.A.N)1,200 及ビ 3,000 馬力ノ機械ハ獨逸ノ「マン」(M.A.N)會社ノ設計ニナルモノニシテ單動四衝式機械ニシテ單筒ソレゾレ 200 及ビ 300 馬力ナリ 燃料ノ噴射ハ空氣噴射ノ方式ヲトル

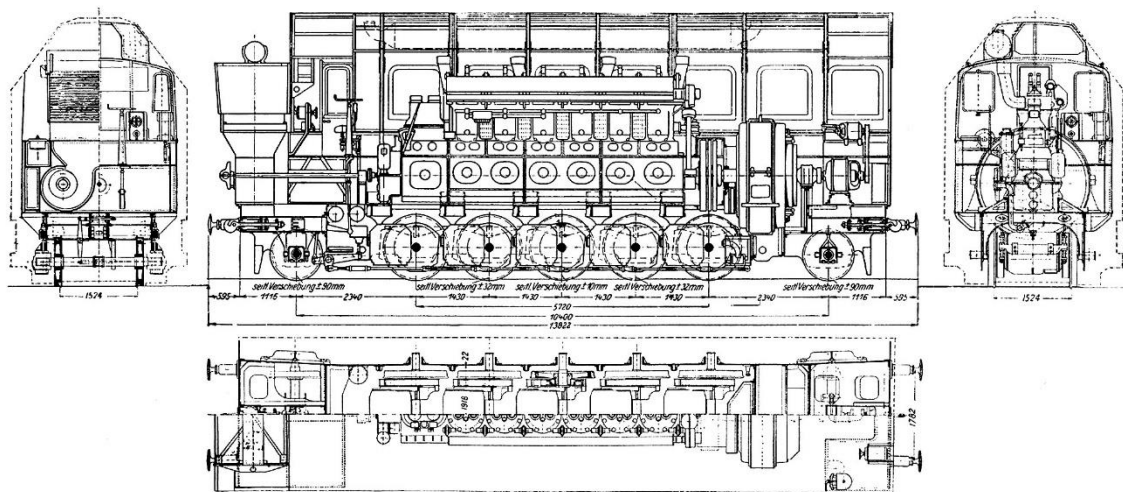
本式機械ハ我機潜及巡潜型海大型ノ一部ニ採用シソノ成績ニ徴シテ故障少ク最モ確實性ニ富ミ潜水艦主機械トシテ信頼性大ナリ³⁴

“ラ式” 1 号機関のオリジナル、MAN 機関はソビエト連邦の水不足に悩む地方において鉄道ディーゼル化が志向された際、関係者の目に留まり、ブラウン・ボベリの電気装置と組合せた電気式ディーゼル機関車の心臓となっている。この機関車は 1924 年 6 月に完成したが、その後、使用経験に基づいて改造が行われたり、姉妹機として自己逆転式タイプの同機関を用いた機械式 3 段変速機付きディーゼル機関車(2E1)が誕生したりしている。しかし、何れも斯界に新生面を拓くほどの存在とはならなかった³⁵。

図 I-3-12 “ラ式” 1 号機械と同じ機関を装備したソビエトの電気式ディーゼル機関車

³⁴ 海軍兵學校『昭和十一年十月 機関術教科書(内火機械)(學生用)』33 頁、より。

³⁵ cf., Franco and Labryn, *Internal-Combustion Locomotives and Motor Coaches*. pp.54~63.

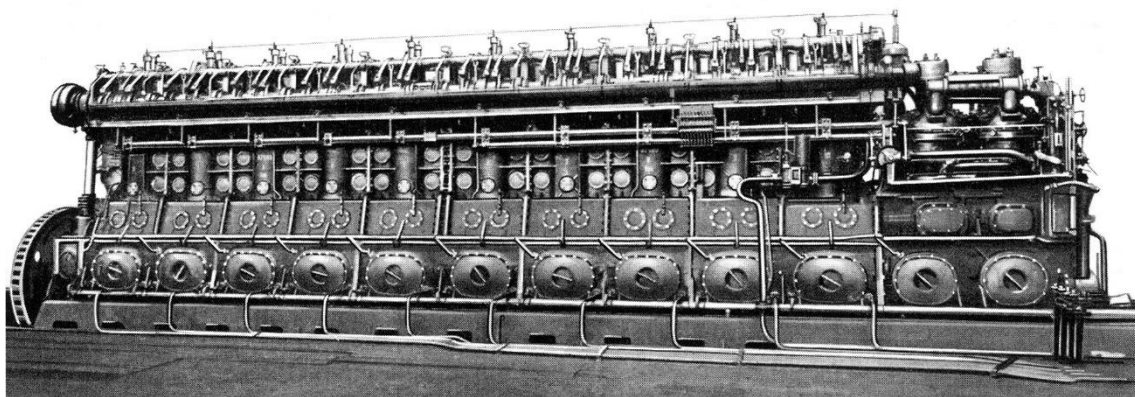


I., Franco and P., Labryn, *Internal-Combustion Locomotives and Motor Coaches*. Utrecht, 1931, p.57
Fig.33.

MAN はまた、蒸気機関車のボイラをディーゼルと空気圧縮機のユニットに置換え、気筒に圧縮空気を供給してディーゼル空気機関車として機能させる圧縮空気ディーゼル機関車のアイデアを提起し、その作品である総重量 120t、軸配置 2C2 の実機はドイツ国鉄において 1929 年 11 月より実用試験に入っている。結局、こちらも大成するには至らなかったが、そこで用いられた主機も“ラ式”1 号と同じ機関であった³⁶。

ヨリ大形の“ラ式”2 号は大戦中の 1917 年完成し、46 基建造されたものの、潜水艦への装備には間に合わず、戦後、陸用等に転用された機関である。そして、その一つが我国に密かにサンプル輸入され、かつ、そのイミテーションが製造されたワケである。次の写真からはその躯体は 5 気筒+5 気筒+2 の 3 個イチの基本構成を有していたように見える。

図 I-3-13 “ラ式”2 号内燃機械



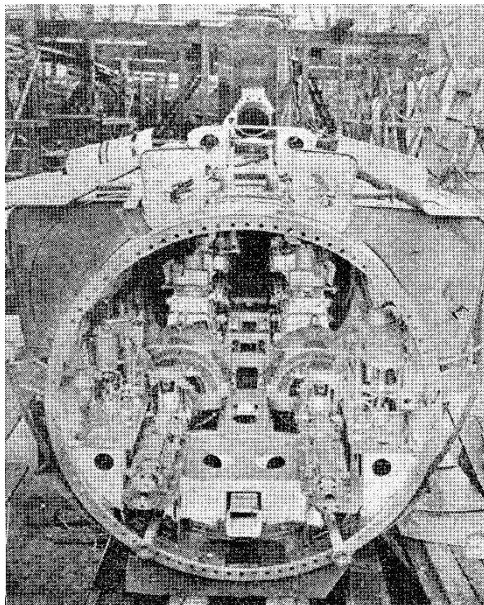
Sass, *ibid.*, S.536, Bild 279.

³⁶ cf., Franco and Labryn, *ibid.*, pp.75~78, 渡部寅次郎『ディーゼル機関 II』347~348。

潜水艦主機は狭隘な艦内に艤装されねばならない関係上、単に占有スペース・重量当り出力が大きいだけでなく、仮令、少々長くなっても背が低いことを必要条件とし、クランク軸の振り振動に見舞われ易い体型となり勝ちである。

V 型にすれば機関全長短縮も可能となって有利であるが、余程コンパクトにまとめ上げられていなければ外側バンクの気筒整備がスペース的に困難となり、気筒頭開放やピストン抜出しに際しても個々の部品が軽量であることを必須とする。つまり、中速ではなく、GM のそのような真の高速ディーゼルでなければ V 型機関は潜水艦主機としての適性を欠く。このため、漫然と長いばかりの直列・直立機関が潜水艦主機の典型をなす結果となった。

図 I-3-14 初期ゲルマニア型 U ボートに見るパワーユニット艤装状況



福田一郎『潜水艦』河出書房、1942 年、238 頁、より。

次表は日本海軍で用いられた“ラ式”、“ズ式”内燃機械と“ラ式”の末裔に当る MAN 系“マ式”機関の一覧である。総じて船用ディーゼル機関の割にストロークが短めなモノが多いのは勿論、狭隘な艦体への艤装性への配慮からである。

また、この内、ズルツァ型の横断掃気法は日本海軍 2 サイクル複動ディーゼルの標準技術となった。また、機械として相対的に優れていたと評され、かつ鍛鋼製ピストン・クラウン等に関する部分教材としても用いられた MAN “ラ式” 機関においてはクランク軸の振り振動とピストン焼損に因るクランク室爆発に悩まされたが、何れも抜本的対策は打たれず仕舞いに終わった³⁷。

³⁷ 日本海軍におけるクランク軸振り振動研究は近藤市郎、長野利平、末松 茂らに依って

表 I-3-1 MAN(ラ式)、Sulzer(ズ式)内燃機械と“マ式”機械の諸元

名称	ラ式 1号	ラ式 2号	ズ式 1号	ズ式 2号	ズ式 3号	マ式 1号	マ式 2号	マ式 3号	マ式 4号
型式	空、単	〃	〃	〃	〃	無、単	〃	〃	〃
サイクル	4	4	2	2	2	4	4	4	4
気筒数	6	10	6	6	8	10	9	10	10
BHP	1200	3000	600	1450	3400	1500	1050	1800	2250
rpm.	450	390	400	340	300	675	350	320	225
ボア	450	530	320	450	540	300	365	450	530
ストローク	420	530	350	440	570	380	500	600	740
BHP/Cyl	200	300	100	242	425	150	117	180	225
ピストン速度	6.3	6.9	4.7	5.0	5.7	8.6	5.8	6.4	5.6
平均有効圧	6.0	5.9	4.0	4.6	4.9	7.5	5.7	5.3	5.5
最大圧力	40	40	45	45	45	60	50	50	50
気筒ピッチ	750	870	550	750	900	400	630	750	900
全長	6254	11913	6190	6691	9930	6080	7938	9200	11250
軸心上高サ	2217	2730	1970	2580	3110	1700	2380	2670	3400
軸心下高サ	517	705	680	-	695	577	580	800	940
台板幅	1140	1480	1000	1350	1600	1030	1270	1590	2000
重量 W t	25	73	18	30	74	15	40	60	118
W/BHP kg	21.1	24.3	29.5	30	21.7	9.7	38.1	33.4	52.5
原設計所	MAN	MAN	Sulzer	Sulzer	Sulzer(海軍)	MAN	三菱	三菱	三菱

生産技術協会『内燃機関設計計算書』1957年、4~5頁、別表、より。

“マ式”の三菱は横浜。川崎でも分担。一緒に並べてはみたが“マ式”は主として’40年以降の製品である。

即ち、振り振動に因る事故を回避するため、日本海軍においては運転操作法として指定速度が危険回転数付近になってしまう時は両舷主機の一方をそれより高回転に他方をそれより低回転に保つこと、危険回転数の辺りを通過する時は可及的短時間に済ませること(一気加速、一気減速)、この急加速のためには予め噴射用空気圧を規定値より高めておくこと、更に加速時、必要に応じて主機直動式空気圧縮機の駆動負荷を軽減してやる措置が講じられ

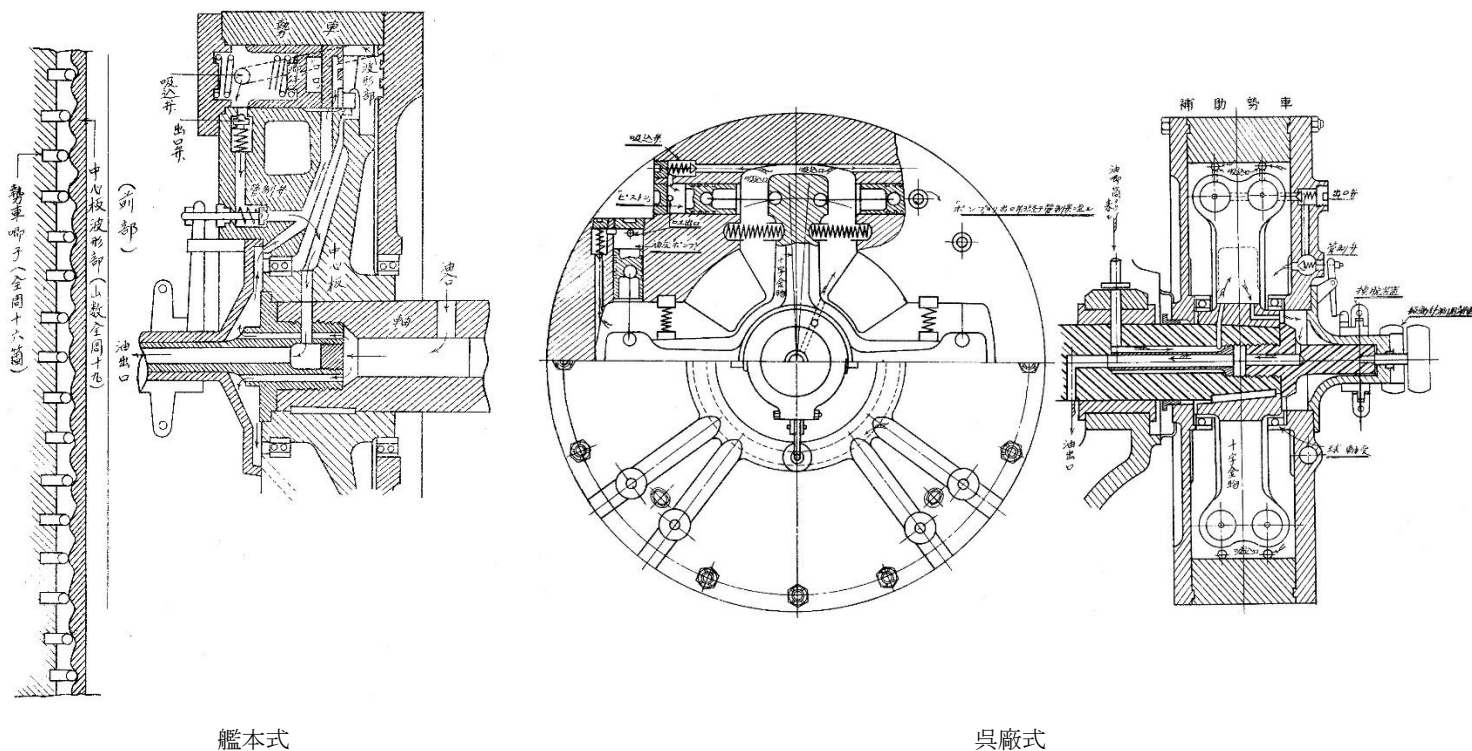
理論的、実践的に解明・対策されて行くことになる。その一端については後述。

クランク室爆発の原因はブローバイ・ガスであるが、その抑制は一筋縄では済まされない。アメリカ海軍でも“ラ式”と同じMAN機関が採用されていたが、クランク室爆発他の故を以て同機関の撤去が断行されている。神戸大学海事科学部、渋谷文庫 21-040「艦艇機関ノ進捗状況ニ就テ」1939年1月、渡島寛治述、26頁、参照。

た³⁸。

海外においてはバネを用いた撓み継手や Vickers Damper、Junkers 油継手のような振り振動のエネルギーを油圧に変換するタイプの自動油圧式減衰装置も開発されてはいたが、日本海軍で 1928 年に開発された艦本式振り振動回避装置や呉廠式振り振動回避装置はこの種の自動装置とは異なり、油圧管制弁を人為的に調節して補助弾み車を主弾み車に嵌脱し、総フライホイール・マスを変化させ、軸系の危険速度を切替えるシカケであった。もっとも、それらが標準装備と言うに足るほど広く用いられていたのか否かについては不明とせざるを得ない³⁹。

図 I-3-15 艦本式及び呉廠式振り振動回避装置



何れも『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 6 圖。

それにしても、やがて見る潜水艦主機としての 2 サイクル空気噴射式複動ディーゼル機

³⁸ 『生徒 選修學生 内火機關教科書』129 頁、参照。

³⁹ 艦本式振り振動回避装置の開発までの経過については近藤市郎「振り振動の回顧」『日本船舶機関学会誌』第 9 巻 第 8 号、1974 年 8 月、参照。

村田正之氏に拠れば、この装置は「構造や操作が複雑で故障が多かった」とのことである。標準装備、しかし開店休業といったところか。「海軍時代の恩師を偲ぶ」海軍造機会『回想録』2002 年、117~129 頁、所収。引用は 119 頁。

ヴィッカーズ・ダンパやユンカーズ油継手については拙稿「三菱航空発動機技術史第 I 部 三菱内燃機・三菱航空機の V 及び W 型ガソリン航空発動機」注 167 の辺り、参照。

関が極めて複雑な機械であったことは事実であるにせよ、未だそれほどでもなかったと思われる“ズ式”、“ラ式”国産化推進当時の日本海軍においては「機械一台の製造に約 2 ケ年の日子を費やして居た」とか「設計の定った機械を製造するのみにて 2 ケ年余の日子を要していた」と回顧されるような状況が在った。これでは製造と言うより造営と称した方が適当な位ではないか！

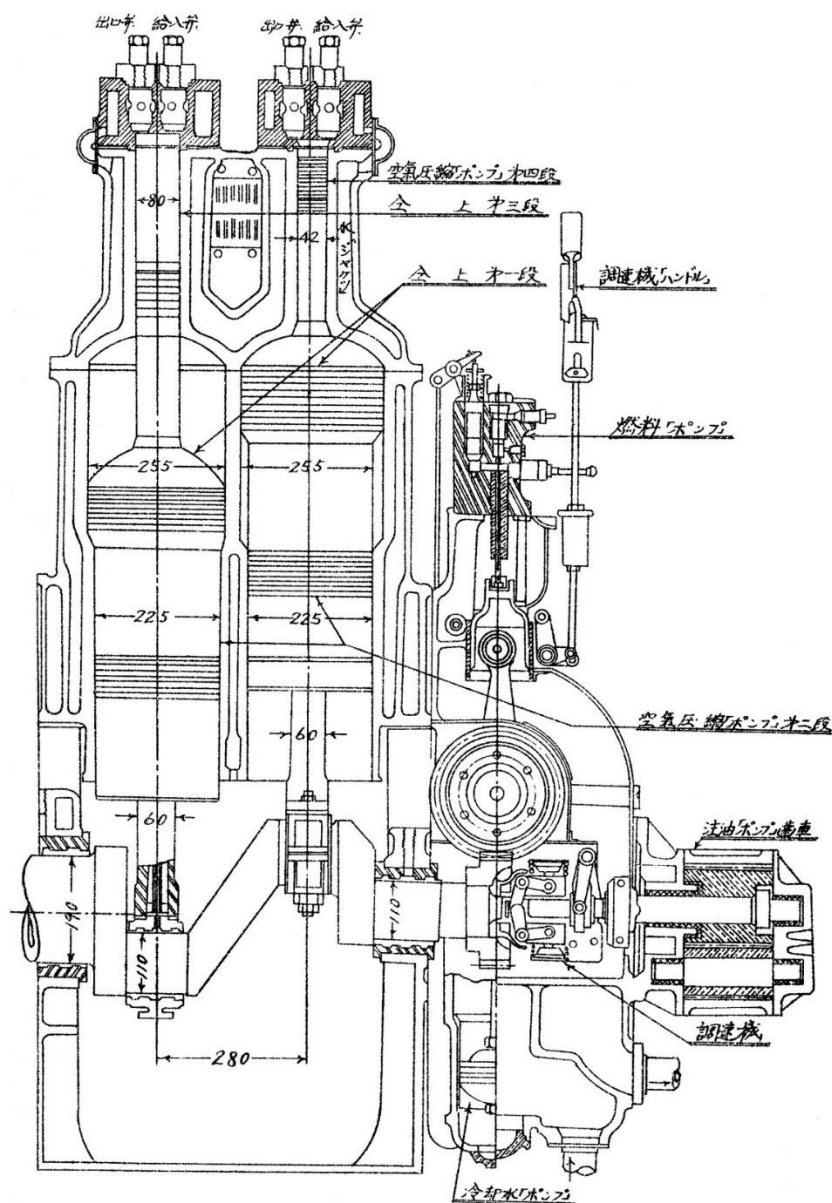
2) 空気噴射技術

続いて、その正体が“ズ式”なのか“ラ式”なのか、はたまた艦本式なのかについて不明な事例を含むことを遺憾としながらではあるが、空気噴射式燃料噴射系統をその主要構成要素について縦覧して行きたい。空気噴射系統は空気圧縮機とその発生空気圧(50~80 kg/cm²)に対抗するため最大 100kg/cm² 程度の送油圧を発生させる中圧燃料ポンプ及び機械的燃料噴射弁から成っていた⁴⁰。

先ずは噴射用空気圧縮機である。とは言え、次図に示される具体例においては右側面に燃料ポンプが併置されている。艀装上、補機類のコンパクトさは潜水艦においては至上命題である。なお、2 号内火機械においてこの空気圧縮機の接合棒軸受冠ボルトの切損事故が 3 件ほど発生したと伝えられている。

図 I-3-16 潜水艦主機の噴射用と思しき 4 段空気圧縮機と燃料ポンプ

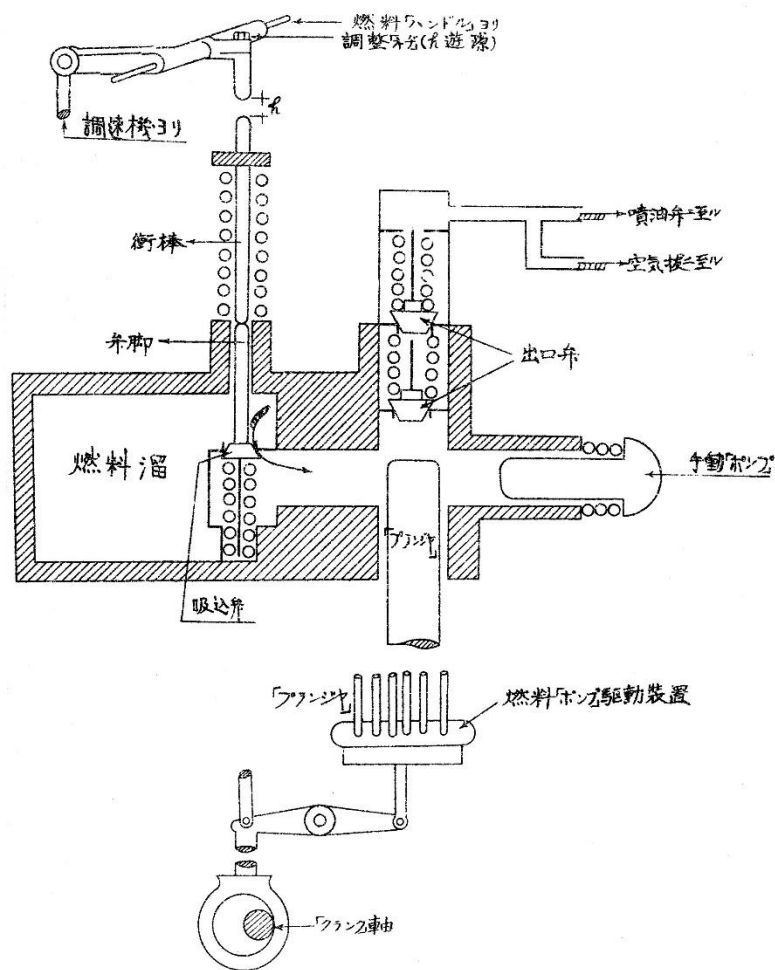
⁴⁰ より基本的な空気噴射系統については R., Diesel 著/拙訳・解説『ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか』山海堂、1993 年、拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』第 4 章 第 2 節、参照。



『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 35 圖。

燃料ポンプは噴射ノズルへのフィード・ポンプであるが、噴射用圧縮空気の圧に対抗するためにこれ+10 気圧程度の送油圧を正しいタイミングで発生させねばならず、謂わば定時中圧送油ポンプとしての機能を有していた。

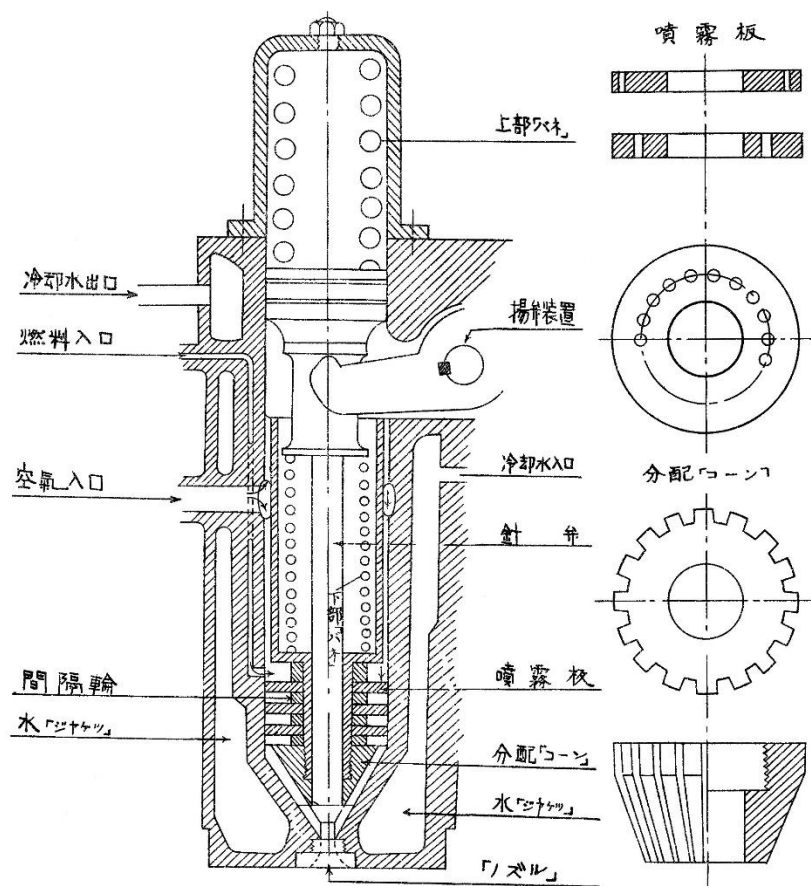
図 I-3-17 潜水艦用空気噴射系における燃料ポンプの概念



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 34 圖。

空気噴射方式でもメーカーによってその構造は異なっており、ズルツァは古典的な有孔板(噴霧板)を用いる方式で、外見上は太いノズル体を特徴とした。日本海軍が採用した上部気筒ノズルはこのズルツァ型に近いモノであった。

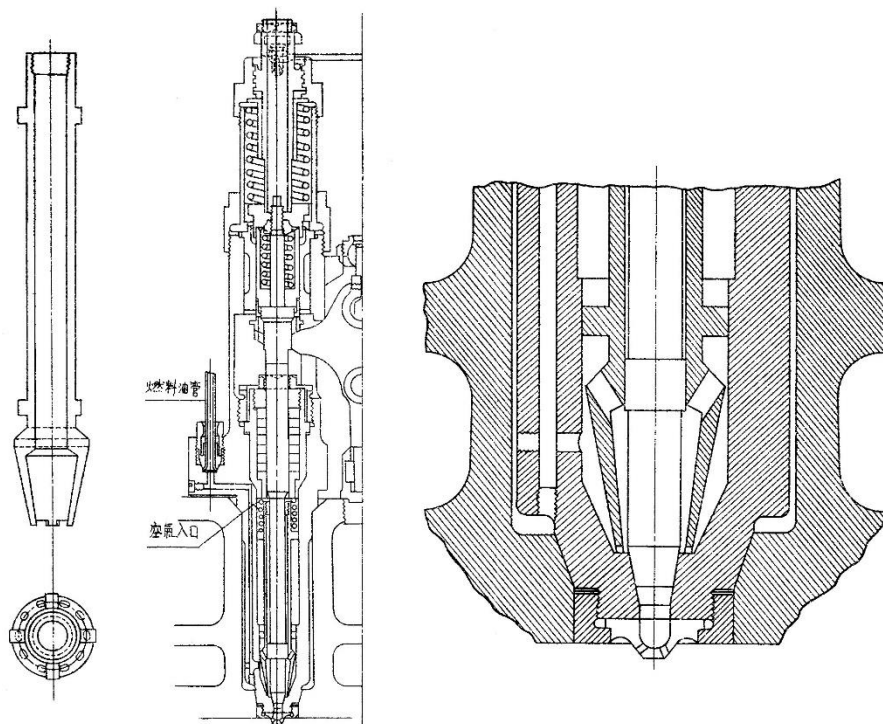
図 I-3-18 “ズ式” 噴射弁



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 26 図。

これに対して、MAN は比較的小形の空気噴射機関向けに有孔板を用いぬ方式を開発していた。次図、左端添図に示される金物の外周、ノズル内腔の円筒との間には円環状の狭窄部に次いで末広ノズル部が形成され、通過空気の膨張減圧により燃料を左横の流路からノズル先端部へと積極的に吸引され霧化が促進されるという触れ込みであった。燃料の粘度等、性状に応じて制御金物の取替えが行われねばならないのが面倒であったが、有孔板式においてもその枚数や孔数・孔径の異なるモノへの取替えによる最適化が必要とされたから、その手間は五十歩百歩であった。

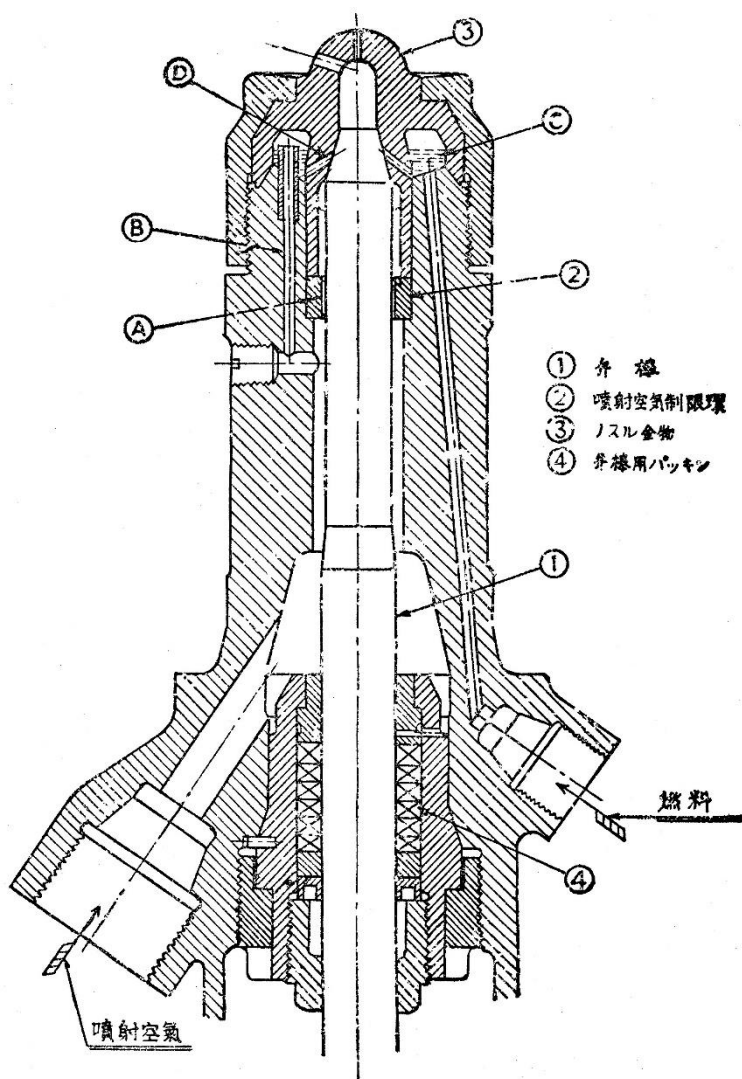
図 I-3-19 “ラ式” 噴射弁



『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 27 圖。

以上の噴射弁は直立機関における上部気筒用の、即ち下を向いたそれであり、上向き噴射を求められる空気噴射式複動機関の下部気筒においては独特の工夫が凝らされた噴射弁が用いられねばならなかった。次図はその一例である。1 回に噴射される燃料は㉔部に溜められ、空気圧は㉕を経て㉔に溜められた燃料液面の上に作用しており、針弁①が下がれば燃料は㉕群からノズル先端部に空気と共に送られ、噴孔から噴射された。これは燃料の霧化という点において上部気筒用噴射弁に見劣りする型式であり、かつ、本図が日本海軍のモノを表現しているのか否かについても不明であるが、下部気筒に設置される上向きの空気噴射ノズルとしてはかような仕掛けが一般的であったようである。

図 I-3-20 空気噴射式複動ディーゼルにおける下部気筒用噴射弁の一例



大江『詳説 船用ディーゼル機関』132 頁、第 110 図。

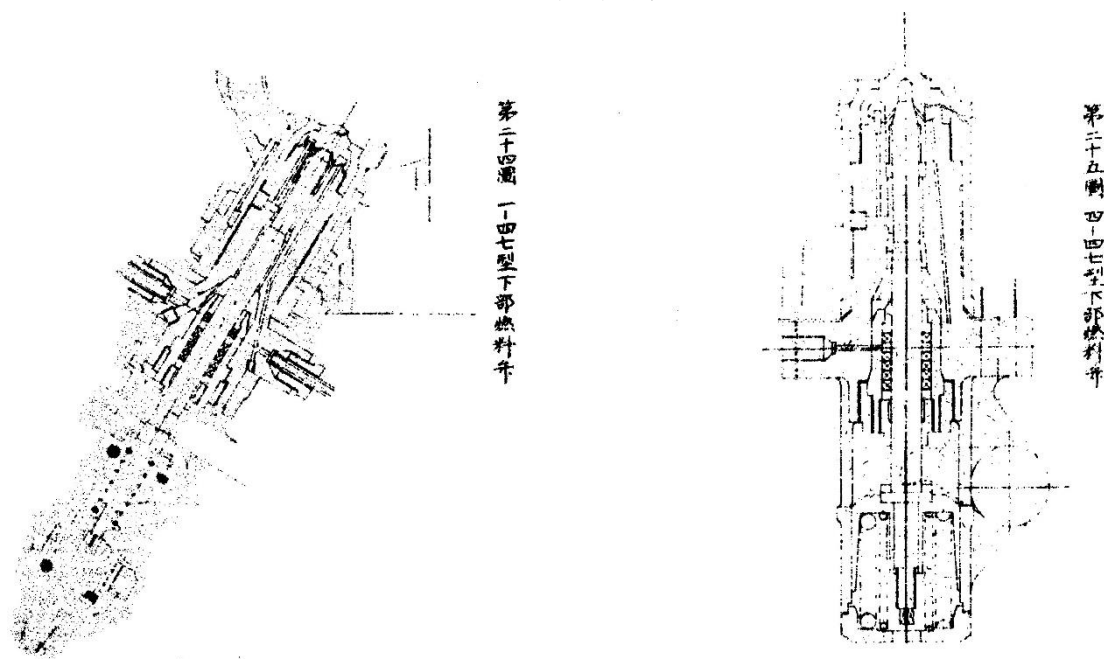
次図は極めて不鮮明ではあるが、後述する 1-47(イチのヨンナナ)型と 4-47 型における下部気筒噴射弁である。4-47 型のそれは上図のモノとほぼ同工であつたらしいことが判る。1-47 型のそれも傾斜してはいたが、似たような内部構造を有していたと推定される。

因みに、複動ディーゼルは通常、上部気筒を空気運転してクランキングし、下部気筒で着火運転に入る。これは逆であっても構わないが、ピストンの有効断面積の差から空気起動トルクを大とし、着火運転への入りを穏やかにするためにはこの方が合理的である。

横須賀工場で 1-47 型複動機械が初の着火運転を試みた 1930 年 9 月 22 日、上部気筒の起動弁から圧縮空気を投入し 250rpm.まで回転を上げ下部気筒に燃料供給を開始しても機関は一向に起動せず白煙を撒き散らすのみであった。この起動不能の原因は①の針弁と②の噴射空気制限環との計画隙間 1.4mm が過大であったために大量の空気がストレートに噴射され、燃料噴射に回る空気の侵入が過少となって噴射が遅れることに由来した。このため、

当該部品を予備品群の中から 0.35mm の隙間に詰めた環に交換したところ、難無く起動したというエピソードが伝えられている⁴¹。

図 I-3-21 1-47 型及び 4-47 型における下部気筒噴射弁



「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」第二十四圖、第二十五圖。

3) 2 サイクル複動ディーゼル主機に対する掃除空気供給法

後掲図 I-3-23 において主機の前方に位置するのは掃気用ターボブロア・ユニットである。2 サイクル、それも複動の中速ディーゼルであるが故にクランク室予圧方式などという大衆的な機構には頼り得ないため、何らかの掃気ポンプは不可欠であった。商船用 2 サイクル大形定速ディーゼルにおいては巨大な往復動ポンプをクランク軸から直接駆動するのが通例であったが、軍用艦艇とりわけスペース的に苦しい潜水艦においてかようなモノが実用される余地は無く、主機から独立したブロアが用いられねばならなかった⁴²。

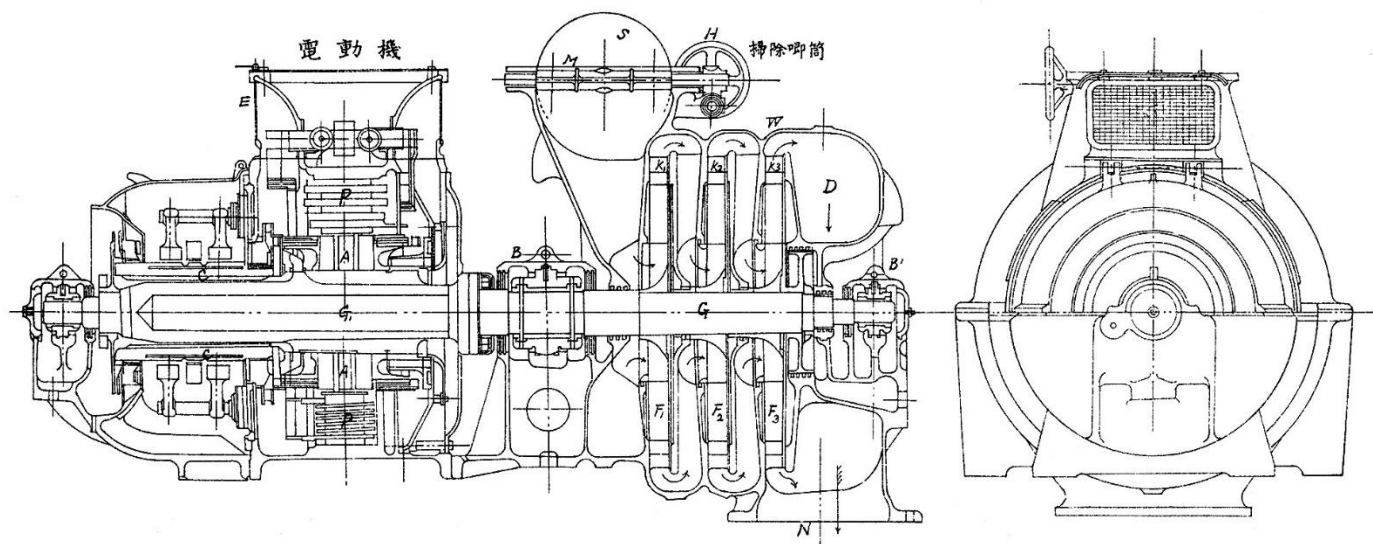
次図に日本海軍で用いられた電動機直結型の 2 段ターボブロアを示す。当時の標準的な理論に拠れば、高速機関において掃気圧=200mmHg、掃気量=1.4×気筒当り排気量である場合、ブロア駆動損失は主機発生力量の 8%、掃気圧をここから 300mmHg に上げると

⁴¹ 渋谷文庫 15-027 「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」後編、18、31~34 頁、参照。

⁴² 『三井造船のディーゼル 50 年』19 頁に拠れば、本邦船用ディーゼルにおける電動ブロアの適用の嚆矢は同社製 B&W 1055MTF100 型機関(10・550×1000mm, 2650BHP/142rpm.)であり、1935 年の事蹟とされているが、これは 4 サイクル機関に対する軽過給を行う目的で取付けられたブロアであった。因みに、前出、1933 年の 62WF140 型には機関自身によって駆動される四つ葉ルーツ・ブロアが装備されていた。濱部・長尾『船用機関及陸上用内燃機関』201 頁、第 205 圖、参照。

駆動損失は 12% に上昇するものとされていた。実際の掃気圧は 150~200mmHg 程度にコントロールされていたようである。

図 I-3-22 電動機直結型の掃気用 3 段ターボブロア



海軍兵學校『昭和十一年十月 機関術教科書（内火機械）附図（學生用）』第五十二圖。

実際の掃気法やその効率に関しては次節にて機関開発の中身について取上げる際に紹介する。

4) 艦本式 2 サイクル複動ディーゼル機関 1, 2 号開発概史

日本海軍が上述の通り大形・高速潜水艦開発を目指したのは 1930 年のロンドン軍縮会議の結果、潜水艦の保有隻数に制限を受けたからである。即ち、日本海軍は「昭和 6 年度補充計画」において「海大潜水艦計画」を策定し艦隊随伴大形高速潜水艦＝巡洋潜水艦の建造を志向するに至った。艦隊に長途随伴し、大艦隊遭遇戦の隙を突いて敵戦艦に止めを刺す“漁夫の利”狙い作戦である。

1930 年 3 月の技術会議において、その主機開発に当ってはズルツァ新計画の 9Q54 型 2 サイクル複動機械を購入するかドイツランドに装備された MAN の排気孔管制式 MZ 型 2 サイクル複動機械(後掲図 5-1)を導入するか、何れかの方途に訴えるべきことが決議された⁴³。

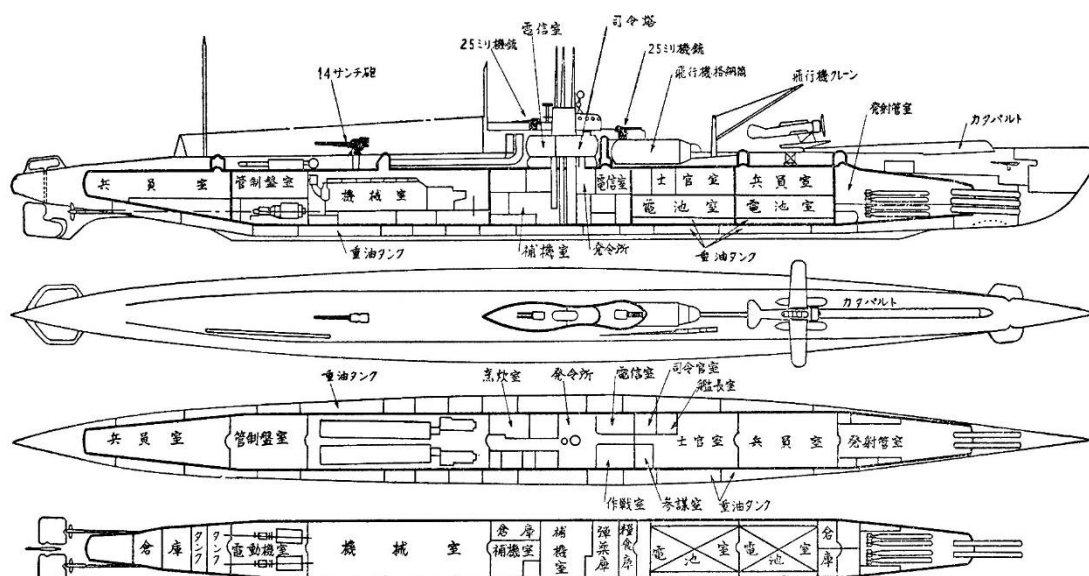
⁴³ ドイツランドに装備された主機 MZ 型は 9-420×580mm のサイズ、単機軸出力は 7100BHP/450rpm。これを 8 機 2 軸で装備し、主機を 5 気筒にしてディレーティングした独立の 2 サイクル複動機関 3600BHP に依って駆動されるターボブロアを主機 2 基で共有する機械式過給方式が採用されていた。簡単には『機械學會誌』第 35 巻 第 181 号 (1932 年 5 月)の「摘録」【80】、渡部『ディーゼル機関 II』、399~400 頁、鴨打『舶用ディーゼル機関』増補版、449~450 頁、MZ 系についての通史的概観については K., Lutter/三村

しかし、その後の予算削減を蒙ったことに因り、海軍の路線はかねてより試験中の 47 型 8 気筒複動ディーゼルの独自開発を進める方針へと帰着し、1930 年 9 月、無難な空気噴射式での独自開発という方針が定められた。開発のリーダーは近藤市郎、鈴木武次らであったが、この決断は単筒 1-47 型の耐久試験が完了する 3 か月も前に下されたのであった。

1-47 型の発展版である我国初の潜水艦用複動ディーゼル、艦本式 1 号 8 型機械(空気噴射、8-470×490mm、4000BHP/332rpm.)が完成試験を終えたのは 1931 年 11 月、船体完成を待って伊号第 68 潜水艦に装備されたのは 1933 年であった⁴⁴。

その後、3500BHP の 7 気筒型や 5000 馬力の 10 気筒型、1938 年頃にはその増強版である艦本式 2 号 10 型 10 気筒機械(ストロークを 530mm にアップし、7000BHP/350rpm.)が投入されている。そして、「三號」などという機械が実在することは遂になかったから、1, 2 号が日本海軍における大形潜水艦用 2 サイクル複動主機基本型式の全てとなった。

図 I-3-23 艦本式 2 号 10 型内火機械を 2 基装備した一等潜水艦 甲型(伊 9 潜型)



堀 元美『潜水艦 その回顧と展望』原書房、1973 年、152 頁、図 V.2。

開放燃焼室を有するディーゼル機関の命は噴射系とガス交換機構にある。艦本式 2 サイ

道夫「ドイツ海軍の M.A.N 2 サイクル機関」『内燃機関』Vol.17 No.218 1978 年 12 月、小菅昭一郎・中島頼寧・平田治夫「ドイツ海運艦艇における船用ディーゼルの発展」同 Vol.33 No.422 1944 年 11 月、の 1、参照。

⁴⁴ この 1 号 8 型内火機械(他)を語り手として海軍技術者たちがこれに至る開発の経験、機微を印した文章が先にも若干参照した渋谷文庫 15-024, 027「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」前編、後編(1934 年 12 月、1935 年 10 月)である。以下においても所々でこれを参照して行くことになる。この文書はヤンマー(株)によって 2012 年に復刻されているが、本稿は写真類に若干欠損はあるものの'94 年から公開されている渋谷文庫収蔵品に依拠した。

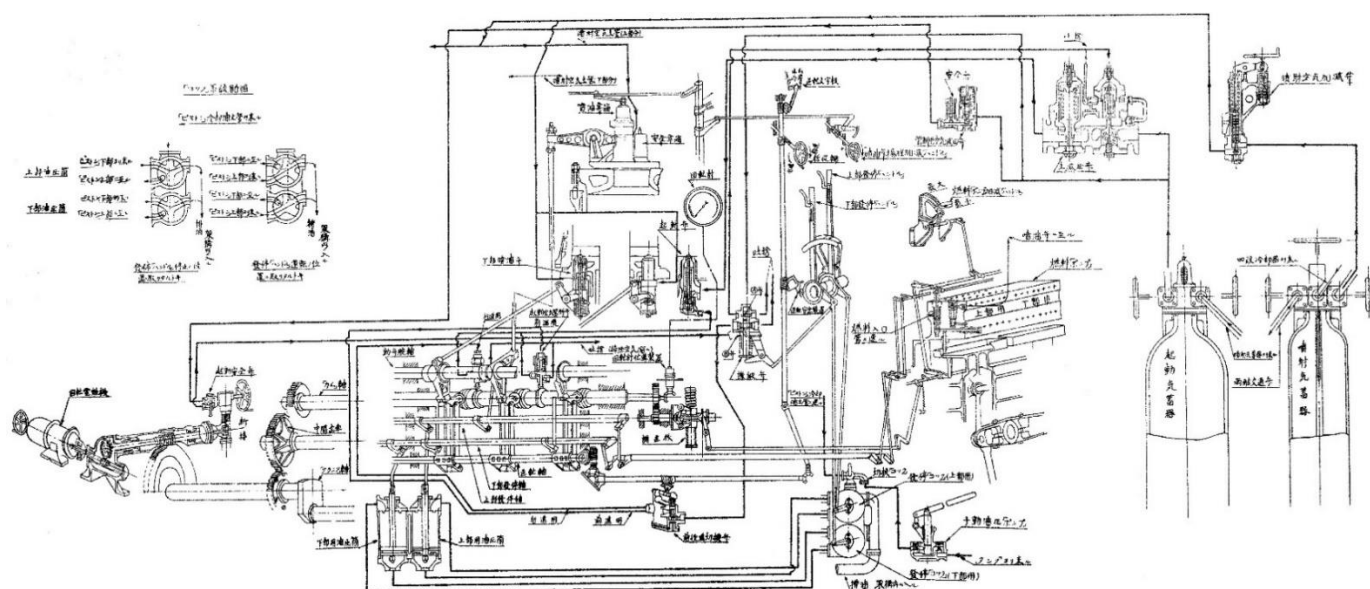
クル複動ディーゼルの掃気方式は上述の通りズルツァ型の横断掃気であったが、その具体的な形姿については追々取上げられるから、ここではそれに先立ち、日本海軍潜水艦用複動主機の全体的イメージを掴むための一助として、それが如何に複雑な機械であったかについて瞥見しておこう。

一般に 2 サイクル空気噴射式複動ディーゼル機関の燃料噴射弁には開弁圧がアヤフヤな自動弁は用いられず、機械的に開く所謂、機械的弁であり、それが上部気筒蓋に 1 個、下部気筒蓋には 2 個装備されていた。これに加え、上下何れかの気筒蓋には起動弁も装備されていた。起動に際してはこれらを順序正しく作動させねばならぬ上、機関は自己逆転式であるから前進起動~前進フルまでの操作と同じ後進操作とが理想的には掌を返す如く簡単かつ誤り無く出来るような操作系が仕組まれていなければならない。

従って、2 サイクルであるが故に吸排気弁が無く構造単純などというイメージと実態は正反対で、日本固有の潜水艦用 2 サイクル複動ディーゼルは複動であること、空気噴射式であること、そして空気起動であることを 3 大要因として錯綜を極める、単に 4 サイクルで同じことをやるよりはマシというだけの高度に複雑な機械となっていた。

勿論、それが空気噴射であった以上、機関部員には負荷(発生力度)に応じて噴射用空気圧を加減する微妙な制御が求められた。燃料油の性状に合わせた噴射弁そのもののマッチングも不可欠であった。次図においては中央やや上部に描かれているのが燃料噴射ノズルを担持する上下の気筒蓋である。日本海軍の複動ディーゼル機関において起動弁は下部気筒蓋に設置されていた。

図 I-3-24 2 サイクル空気噴射式複動ディーゼル機関の動弁系と操作系



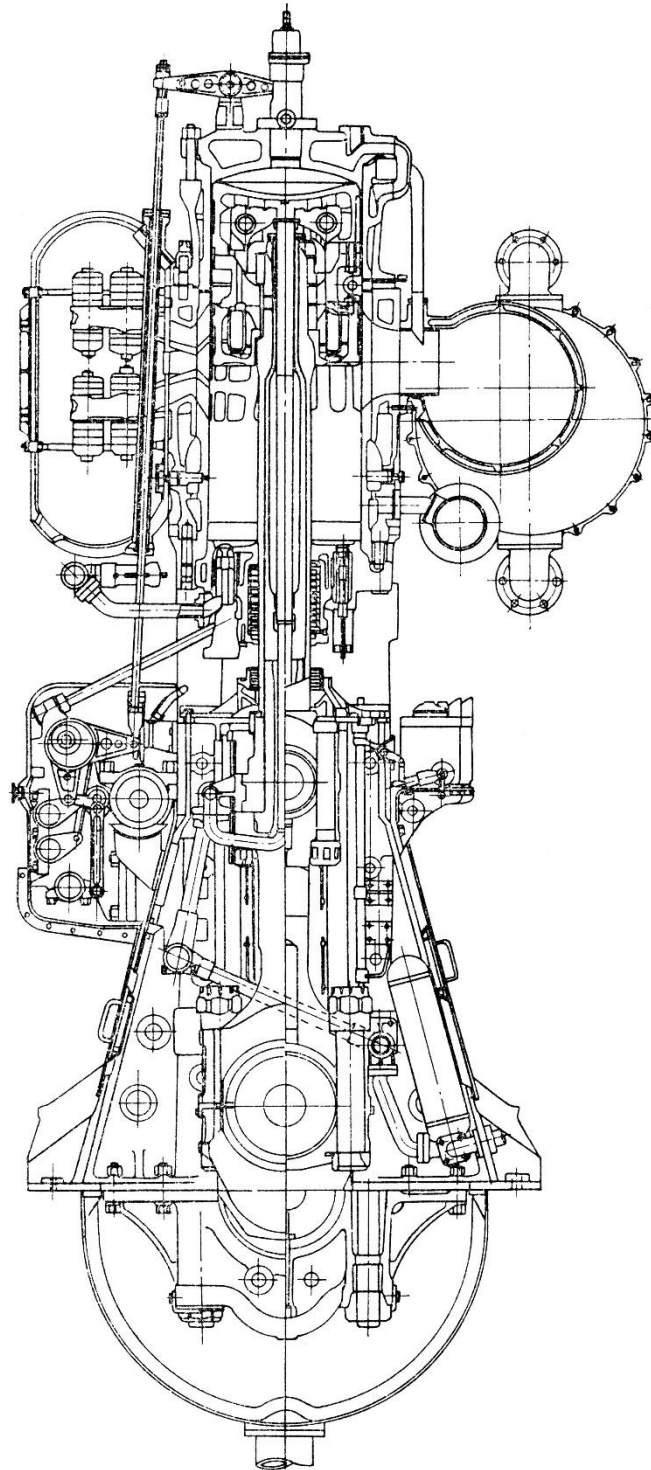
『生徒 選修学生 内火機関教科書』第 62 図。

次図は艦本式 2 号内火機械の横断面図である。ヤタラに長いせいか、このテの機関の縦断面図というモノにはお目に掛った験しが無い。その全高は 5.4m、全長は 10.9m ほどもあり、三菱重工業神戸造船所第二機械工場に勤務していた若き技術者は：

昭和 18 年までのハイライトは、シヤム国(今のタイ国)向の潜水艦主機の生産に続いて海軍艦政本部への潜水艦主機 2 号 10 型ディーゼル機関の完成で、天井クレーン一杯の高さで、こんな大きい機関が搭載できるのかと驚いたものです。また、軽量化された構造、材料管理の厳しさなど、10 代の私には目を見はるものばかりでした⁴⁵。
と回想を認めている。

図 I-3-25 艦本式 2 号 10 型内火機械(その 1)

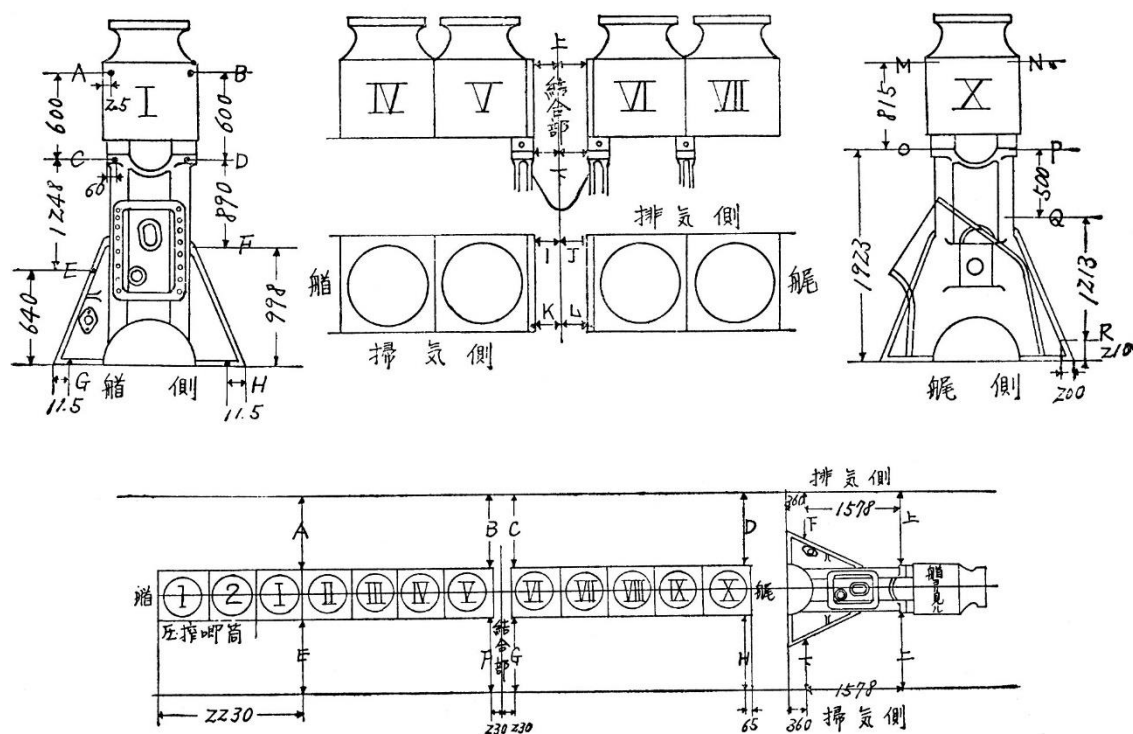
⁴⁵ 長谷川繁司「ディーゼル機関の教え」三菱重工業(株)神戸造船所ディーゼル部 部長 信国 光明編『1,000 万馬力への道程』1982 年、142~143 頁の 142 頁、より。



近藤市郎・長野利平(対談)「内燃機関の発展に想う」『内燃機関』Vol.16 No.191 1977年3月、図-5。
 藤田・村田・大原・片岡「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史（艦艇用内燃機関 その1）」図1 もほぼ同じ。

次図は正規の組立図ではないが、これをアチコチから眺めた図である。

図 I-3-26 艦本式 2 号 10 型内火機械(その 2)



『内燃機関設計計算書』201 頁、第 190 図。

次表は艦本式 1, 2 号内火機械の諸元を示す。

表 I-3-2 艦本式 1 号、2 号内火機械の諸元

名称	1 号 10 型	2 号 10 型
型式	空、複	〃
サイクル	2	2
気筒数	10	10
BHP	6300	7000
rpm.	350	350
ボア	470	470
ストローク	490	530
BHP/Cyl	630	700
ピストン速度	5.72	6.18
平均有効圧	5.05	5.13
最大圧力	45	45
気筒ピッチ	780	780

全長	1900	10920
軸心上高サ	3379	3678
軸心下高サ	700	1720*
台板幅	1540	1590
重量 W t	87	93
W/BHP kg	13.7	13.3
原設計所	海軍	海軍

生産技術協会『内燃機関設計計算書』1957年、4~5頁、別表、より。

*：720の誤植か？

艦本式2号10型内火機械については「武人の蛮用には適さないむずかしいエンジン」とも「素晴らしい設計だと思うのですが、熟練者でなければ取り扱えない」とも「製作図面出図について一番問題が多かったのは二号一〇型で、絶えず艦政本部とか、横廠とか、駐在監督官との間を連絡に走り回った」とか「量産がきかない」とも「マイルポスト走航中の短時間に一〇シリンダ複動のインジケータ採取は、なかなか技術がいる」などと、カタログ・スペック以外では芳しい評価を聞かない⁴⁶。

それでも、艦本式1、2号空気噴射式2サイクル複動ディーゼル系列の建造は1943年まで継続された。日本海軍がここまで空気噴射に拘泥し続けたのは洋上航行を主体とせざるを得なかった当時の「潜水」艦において隠密行動性を確保するためには相対的に燃焼状態の良好な空気噴射式に依存せざるを得なかったからである。

換言すれば当時の我国における無気噴射中速ディーゼルの排気煙は噴霧性状不良や後垂れ故にそれほど濃かったということである。もっとも、好調時には「淡青色」と形容された艦本式空気噴射式ディーゼルでさえ、その発煙限界は低く、起動時や高負荷運転時の排気はかなり黒化していたようではある。

また、1,2号機械は一時期、白煙問題で窮地に立たされており、そのことはまた、これら兄弟機関の実力を教える証拠となっている。曰く：

状況：一、二号機械装備の潜水艦は4/10全力程度に於て猛烈な白煙を発生し、隠密なるべき潜水艦としては耐え難き状況を現出するというので、本型機械に対する非難轟々たるものとなつた。この白煙はそれ以下の力度でも発生しないし、それ以上の力度でも出ないが、増速して行つてこの力度を超える期間だけこの現象が起るのであつた。技術部及び取扱者の懸命な原因調査の努力にも拘わらず長い間、根本解決が出来なかつたが原因は案外な処にあつた。

⁴⁶ 引用は『神戸三菱内燃機五十三年史』5、50、129、139頁、より。艦本式1号機械の下部におけるインジケータ・カード採取作業の厄介さについては油谷二三夫「艦本式内火機械の“運転坊主”」三菱重工業㈱神戸造船所『和田岬のあゆみ』中巻、1973年、468~474頁、所収の471~474頁をも参照せよ。

原因：低力度における燃焼不良の為に一部不燃焼の油が排気管に滞留し、増速の場合、滞留油が一定温度になるとき燦焼白煙が生ずるのであつた。この燃焼不良というのも通例取扱者の看過する程度のものであつた為、これが懸案の根源と気附かなかつたのであるが、長時間の運転の累積が白煙発生可能の滞留油となるのであつた。

対策及び実施：

1. 低力度の燃焼改善

本型機械はブルザー式の燃料弁掲挺加減装置を上部シリンダ用にのみ設けてあり、下部シリンダには無いので、低力度では下部シリンダは使用を避けることとする。（これはピストン棒亀裂対策の一つでもあつた）

2. 低力度の掃除空気を過量にせず、排気温度を適当に保つて不燃焼油の滞留を防ぐ。

3. 滞留油は排気管の煤と混合して多量になるので適時煤の掃除を行うこととする。

排気管の適当の位置に掃除口を設けた。

結局、白煙発生は薪ストーブの煙突火災に似た現象であつたが、急激燃焼ならぬ燦りを生じていたワケである。その遠因は下部気筒の燃焼不良にあり、下部気筒への燃料供給を絞る機構を欠くため、とりわけその発生力度が低い間に顕現する現象であつた⁴⁷。

採られた対策は弥縫策に過ぎなかったが、低力度で下部気筒を使用しないというのは多大のプロア駆動損失と摩擦損失とを計上しての運転に他ならず、要するに 1, 2 号機械は実力その程度の原動機であつたという結論になる。なお、上記 1. における対策がピストン棒亀裂対策になるのはピストン棒に対するガス圧由来の引張り応力の累積度数昂進や燃焼ガスに因るその表面腐蝕を応分、避けられたからであるが、これでは複動機関として自殺行為に他ならない。遊弋・巡航時間割合の高い軍用艦艇の運用形態を念頭に置けば、畢竟、この対策以降の艦本式複動機械は事実上、エマージェンシー複動機関であつたのかと猜疑されるに若くはなく、その実態は誠に情け無き限りとの評価に値するのである。

そもそも、船用機関の一種でありながら部分負荷運転時間割合の高い特殊な分野に下部燃焼室における燃焼不良という体質的欠陥を託つ複動ディーゼルを投入した点にミスマッチがあつた。更に遡れば、商船用機関における複動ディーゼルの遣い分けから何一つ学び得ていなかったという事実がその後の展開の全てを予兆していた。

なお、大戦期、日本海軍は大出力の 1, 2 号から 21~24 号といった小出力のトランクピストン型 4 サイクル無気噴射単動ディーゼルへのシフトを余儀無くされているが、その一方では性懲りもなく三井造船に対して潜水艦用に気筒出力 1000 馬力の無気噴射ディーゼルの開発を命じていた。これを承けた同社は 1941 年、B&W とのライセンス契約に艦艇用機関を追加し、技師 3 名を招聘して 2 サイクル複動 642WU56/20 型(6000BHP/450rpm.)の設計を進め、'42 年には単筒試験機関の製作にまで漕ぎ着けたものの、時既に遅く実機製造には

⁴⁷ 松尾 務「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」『生産技術』Vol.10, No.3, 1955 年 3 月、参照。

至らなかった⁴⁸。

序でながら、先に引用した海軍兵学校の教科書本文に「艦本型一二三號ハ海大型及巡潜型ニ採用サレ共ニ複動式二衝式機械ナリ」、などとある。「三號機械」などというモノについては初耳であるが、後述される通り 12 号機械というのは計画されていたから、縦書き原稿の 12 = “一二” を「三」と拾った誤植なのか、別の左様な計画でもあったのか否かについては全く不明である⁴⁹。

4. 潜水艦用複動内火機械の構造ならびに改造経緯詳細

1) 60 型、1-47 型、4-47 型

上述の通り、艦本式 1 号内火機械のルーツは 1927 年頃から艦政本部において計画に着手し、翌年 5 月、横須賀に開発拠点を定め、'30 年から試験開始に至った単筒 1-47 型実験機関(470×490mm、700BHP/350rpm.)にあった。

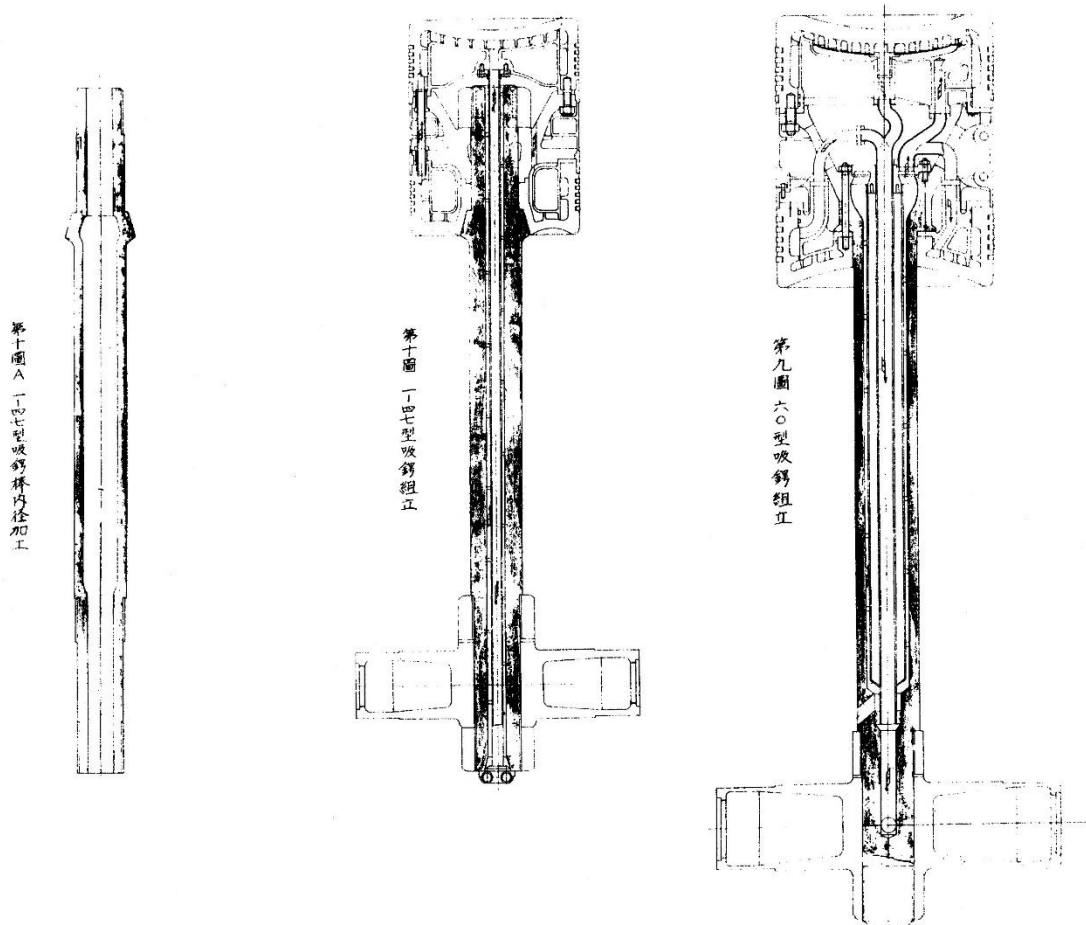
一方、1917 年頃にズルツァを範とする単筒 400 馬力 2 サイクル単動ディーゼルを試作した経験を持つ横須賀では 1926 年に製作されていた 60 型 2 サイクル単動単筒機関(600×640mm、650BHP/320rpm.)の複動化を目論み、中空ピストン棒の上端を円錐状に開かせ、これに上下のピストン・クラウンをボルトオンする改良“ズ式”のピストン棒・ピストン結合方式に依拠しつつ、ピストン冷却法ばかりは MAN に倣って油冷とした複動機関を開発、1929 年 12 月 2 日から小心翼翼、上部気筒だけ着火して下部気筒とスタッフィング・ボックスを摺合わせる格好で運転試験に入り、翌'30 年 2 月 24 日にはほぼ全力運転を行えるまでになっていた⁵⁰。

図 I-4-1 初期海軍複動ディーゼル 60 型、1-47 型のピストン、ピストン棒

⁴⁸ 『三井造船のディーゼル 50 年』31 頁、参照。

⁴⁹ 海軍兵学校『昭和十一年十月 機関術教科書 (内火機械) (學生用)』33 頁、参照。

⁵⁰ 改良“ズ式”との謂いは、古いズルツァ単動機関にこの円錐状に開かせたピストン棒上端部に狭いフランジを設け、ピストンクラウンとスカートを担当させる構造のモノがあったことに因むようである。これについては前掲“ズ式”2 及び 3 号機械の横断面、長尾不二夫『新撰 内燃機関講義』上巻、養賢堂、1942 年、217 頁、第 183 圖、262 頁、第 232 圖、あるいは同『改著 内燃機関講義』上巻、訂正第 2 版、養賢堂、1952 年、256 頁、第 182 圖、340 頁、第 266 圖、参照。



「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」 第九圖、第十圖、第十圖A。

この運転試験において 60 型はボルトの弛緩に因り漏洩したピストン冷却油が燃料となって気筒安全弁を吹かせる筒内爆発を起したが、気筒破裂には至らず犠牲者も出さなかった。また、1930 年 3 月 11 日には運転試験中、ピストンとピストン棒の熱膨張に因ってピストンが上部気筒蓋の肩に接触するというお粗末な事故にも見舞われている(上部クラウンを 1mm 削除)。5 月初めにはピストン棒の強度不足が判明し、材料変更と 175φ から 185φ への増径が行われた。かくて、'30 年 7 月 29 日にはピストン棒と下部ピストン・クラウンとの間の油密保持機構の最適化を残して単筒 60 型に関する試験は概ね終了していた。しかし、60 型では潜水艦用としてサイズの如何にも過大であり、47 型に開発のターゲットは絞られ、60 型は爾後、基礎的研究のための実験機関として余生を送ることとなった⁵¹。

単筒 1-47 型はピストン棒の上端附近に鼓型金具をナットで固定し、この鼓型金具に上下ピストン・クラウンを取付ける新方式のピストン構造を特徴とした。この複動ピストン構成法は B&W の複動機械のそれに似ているように見受けられる⁵²。

⁵¹ 60 型の事蹟については「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」後編、1~3 頁、参照。

⁵² 濱部・長尾『船用機関及陸上用内燃機関』204 頁、第 208 圖、参照。もっとも、戦前期

問題のピストン棒は CrNi 鋼製で、外径は 145φ、内径 50φ であった。1-47 型機械は 1930 年 9 月 19(12?)日よりモータリング試験、22 日から着火運転に入り、下部ピストン・クラウンとピストン棒との円錐面をなす摺合わせ接合部の油密性確保に苦しんだり、10 月末になってピストン棒の内外温度差に因る熱応力軽減のためその内径を 90φ とする改造を施されながら、11 月 12 日には全力運転に成功し、12 月 8 日から 15 日にかけて全力 24 時間、^{8/10} 全力 144 時間の全力耐久試験を無事、終えた。

1-47 型実験機関の気筒は狹隘を極める潜水艦内での気筒開放検査や修理を容易にするため、上中下の 3 段構造とされ、気筒上部は頭部一体の釣鐘ないし“とっくり”型、鑄鋼水套に鑄鉄ライナ入りとし、架構と台板は鑄鋼が採用された。これはズルツァ譲りの構造であった⁵³。

続いて 4 気筒 2500 馬力の 4-47 機関が開発された。単筒の次に来る試験機関は両端気筒と中間気筒との条件を一挙に確認するため、3 気筒とするのが常例であるが、この時には試験機関を 2 個イチにして直ちに実用 8 気筒機関が速成出来るようにとの思惑からの 4 気筒化であった⁵⁴。

他面、本機は MAN の複動ディーゼルに係わる技術情報が盛込まれたことに因り、1-47 型とは全く異なる機関となっていた。このことに因んでその生産型である艦本式 1 号内火機械は“ズルマン式”などと俗称された。

4-47 型と 1-47 型との大きな相違点は 4-47 型においては台板が廃止され、主軸受がハンガー式主軸受となったこと、気筒のライナが廃止されたこと、カム軸の位置が引き下げられたことである。

一般に、陸船用機関においてはクランク軸は上方に吊り出すしかない。また、吊り出さぬまでも、主軸受メタルの交換などは上から覗き込むようにして行われる。このため、機関全体を主軸受下半部を構成する台板^{ベッド}上に支持してやる剛性の点においても有利な構造が一般的である。これに対して、自動車機関等においては主軸受回りの整備は下から行う方が容易である。従って、構造的に軽快で主軸受を 1 個ずつ当るのに便利なハンガー式主軸受が多用される。

潜水艦におけるクランク吊出しは船殻切開が前提となるため通常の想定範囲外となる上、艦体剛性が高く台板の利益も薄いから 4-47 型のハンガー化は専ら軽量狙いと読める。なお、

世界最大を誇った同機関(8-840×1500mm、22500BHP/115rpm.)は 1933 年に建造された陸用機関であった(船用 62WF140 型の拡大版)。このピストンの構造が何時頃、定礎されたのかについては管見の限りではない。

⁵³ 1-47 型のピストン回りについては「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」後編、3~4 頁、参照。

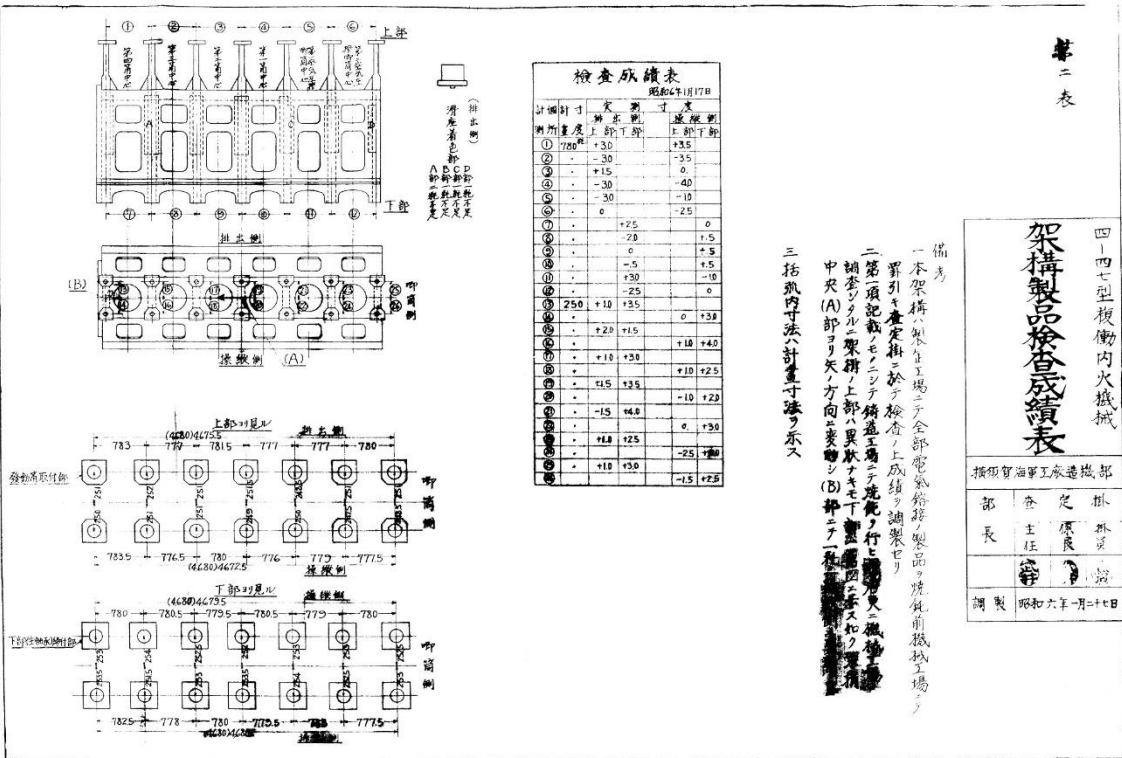
なお、上部気筒の釣鐘型というのは頭部一体気筒胴を採用したということである。後に似た図を掲げるが、釣鐘型上部気筒の一例として著名なスコット・スティル機関のそれについては拙稿「Still 機関について」にて紹介しておいた。

⁵⁴ 「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」前編、7 頁、参照。今日においても排気ガスタービン過給機の効きへの考慮からやはり 3 気筒とするのが常例となっている。

バックメタル

で、ハンガー主軸受と架構、気筒は支柱ボルトで締結される構造であった⁵⁵⁾。

図 I-4-2 4-47 型の架構



「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」前編、第二表。

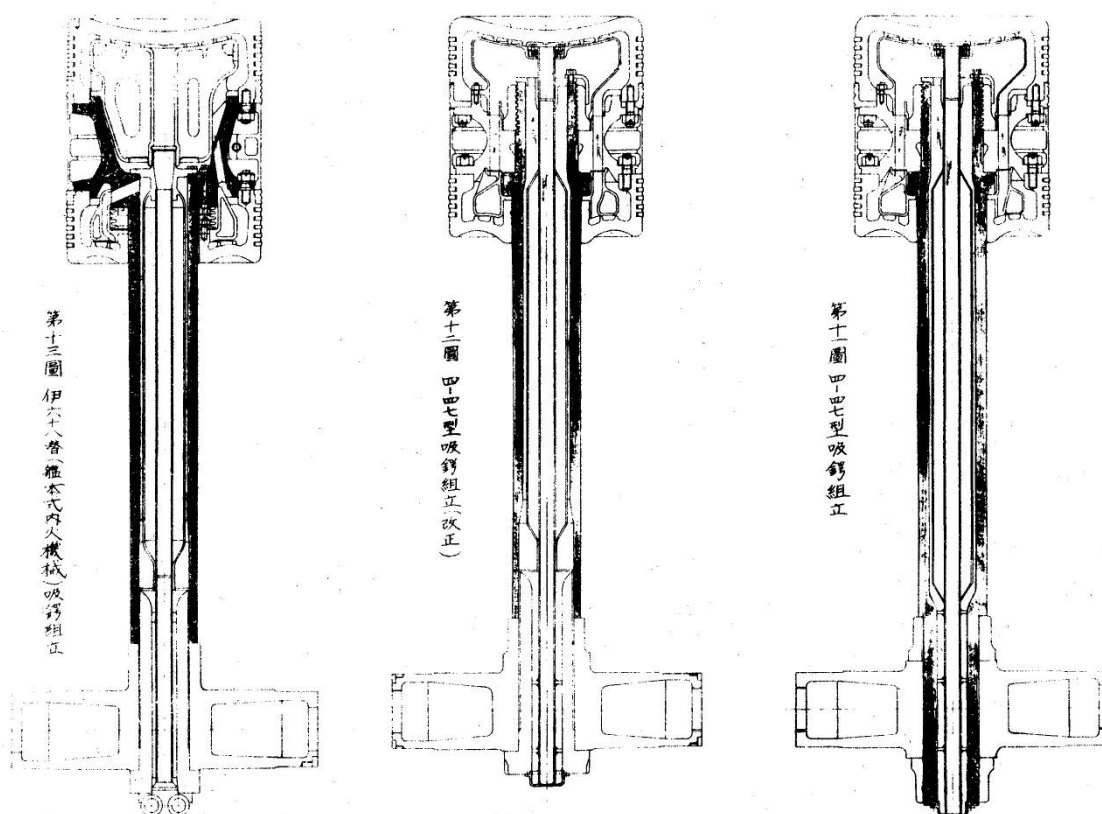
ったからである⁵⁶。

頁、参照。

⁵⁶ 以下、ピストン棒材料については「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」後編、5~6頁、参照。不銹鋼乙は言うまでも無く、艦本式タービンを確立された翼材である。これについ

4-47 型の実機製作は 1-47 型が予定出力での耐久試験に合格した時点で着手に至っており、その組立は 1931 年 4 月 9 日から開始され、完了後、直ちに空気運転、5 月 7 日からはモータリングと続き、着火運転は 5 月 21 日から始められるという超特急ぶりであった。しかし、運転試験に入った 4-47 型の発生力量は計画出力の $\frac{6}{10}$ が精々であり、また、運転試験開始後、各部に重大な故障と不具合が続発した。

図 I-4-3 4-47 型、4-47 改正型及び艦本式 1 号内火機械のピストン、ピストン棒



「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」第十一～第十三圖。

左端、艦本式 1 号内火機械のピストン、ピストン棒については後に詳しく取上げられる。

13Cr ステンレス製ピストン棒は 5 月 7 日に行われた僅か 2 分程のモータリング試験においてスカuffing を発生させた。当初、スタffイン・グボックスの二つ割れ火止めリングや三つ割れリングに使用されていた Ni 鑄鉄と棒材との相性が悪かったものと疑われたため、これらを軟質の特殊鑄鉄製のモノへと取替え、棒表面の疵をサンドペーパーと油砥石を用いて仕上げ直した上、再度、モータリング試験が実施された。ところが約 55rpm にて約 2 分経過後、第 2、第 4 気筒のピストン棒表面に再び縦疵を生じたため試験は中止された。

対策として今度は二つ割れ、三つ割れリングのバックアップ・スプリングの張力を従来の

ては拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』第 5 章、参照。

1/2に相当する 2.0~4.0kg へと落す措置が講じられた。5 月 15 日に再びモータリングが実施された。しかし、2 分ばかり回すと全気筒のピストン棒の全面に縦疵を生じた。

不銹鋼乙は極めて優れたタービン翼材であったが難削材でもあり、滑らかな加工面を得ることが難しかった。その特性がそのまま摺動部材としての不適格性の根拠となることに横廠造機関係者たちは思い到らぬでもなかったが、広工廠機関研究部に押し切られたのは内燃機屋としてはやはり不見識との謗りを免れ得ない意思決定であった。

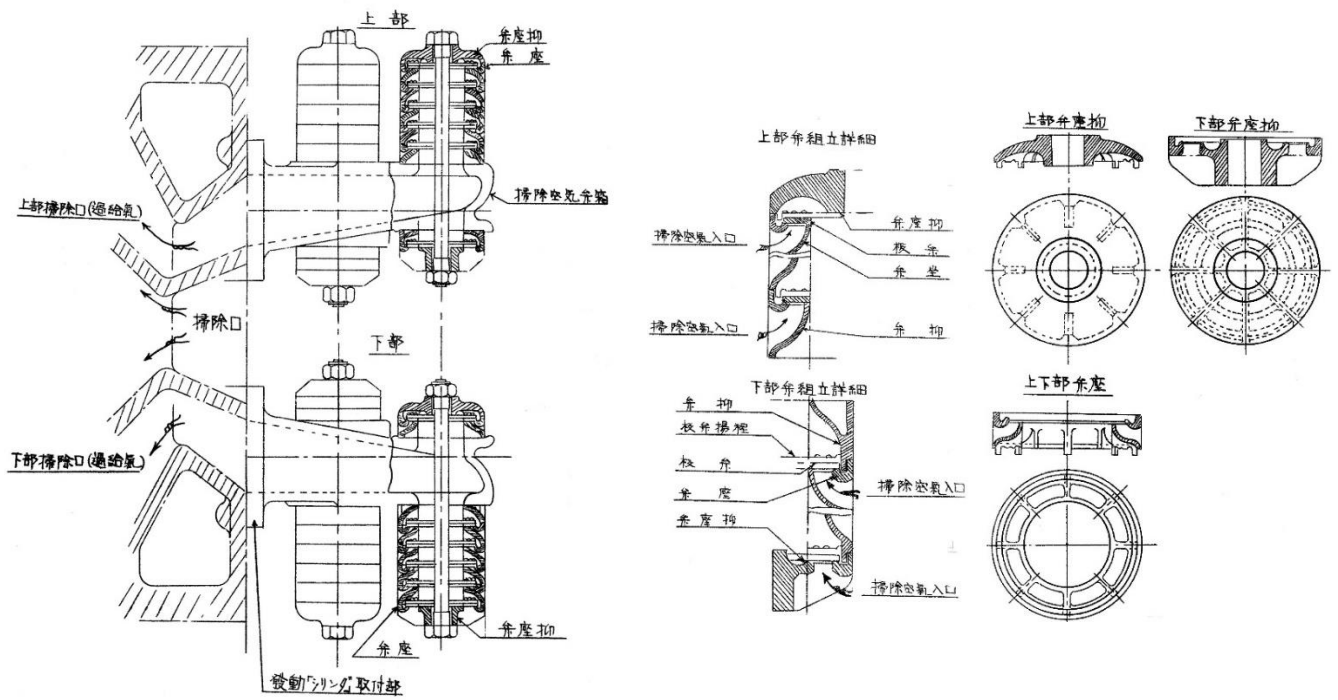
15 日の夜、普通鋼＝炭素鋼への変更が決定され、翌朝から鍛造作業が開始され、余熱を発する粗形材は旋削加工に回され、19 日の朝には新たなピストン棒 4 本が完成した。20 日午後 3 時 2 分にはモータリング試験が再開され、21 日から着火運転へと進むことになる。無論、この材料変更後、ピストン棒のスcaffing は絶無となった。

なお、ピストン棒に関しては艦内における開放、ピストン抜取り作業を容易にするため、その丈を短縮する議が起こった。その結果、ピストン棒の下部を雄ネジとし、クロスヘッド・ピンを貫通させ、上下からナットで締上げる 60 型や 1-47 型以来の方式を改め、ピストン棒をクロスヘッド・ピンの首上で断ち、棒の下端、内腔部に雌ネジを切ってクロスヘッド・ピンの下から太いボルトを貫通させて締上げる方式への変更が艦政本部において考案され、1931 年 8 月 3 日、4-47 型の第 4 気筒に導入された。この新方式により、ピストン棒の丈は従来型より 450mm 短縮された⁵⁷。

掃気流路面積を稼ぐためと称して新開発された短冊型掃気弁の鑄鉄製弁筐はファイヤリングに入るや燃焼ガスの吹き替えしを喰らって忽ち「木端微塵」破損したため、掃気弁は旧来のズルツァ型環状弁に、弁筐は鑄鋼製に復され、着火運転は 5 月 23 日から再開された。

図 I-4-4 ズルツァ型の環状掃気空気弁

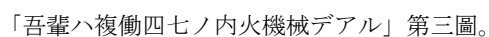
⁵⁷ ピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合法については「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」後編、29~30 頁、参照。



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 24 圖。

図 I-4-5 4-47 型における当初計画の気筒中央部

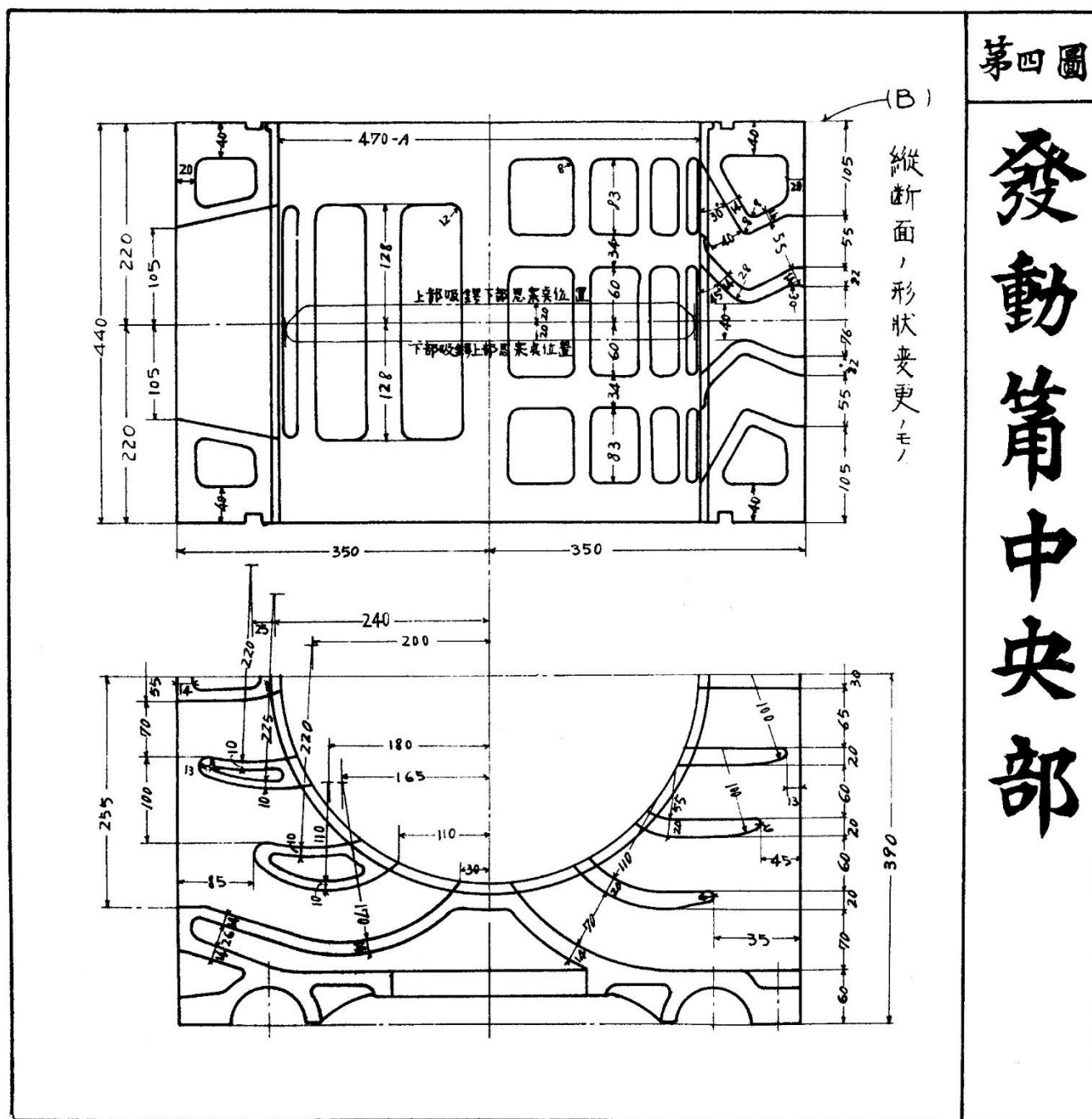
發動部中央部



このため、'31年6月2日、それは1-47型の、つまりズルツアの形状に復されることが決定された。“ズ式”機械は掃気に関して問題が無く、それを「其の儘トシタ」1-47型においても掃気に係わる不満は現れていなかった。4-47型における不手際はその開発者達が掃気に対して謂わば無頓着であり過ぎ、その虚を突かれた格好のトラブルであったと言える

(図 I-4-6)⁵⁸⁾。

図 I-4-6 4-47 型における修正後の気筒中央部



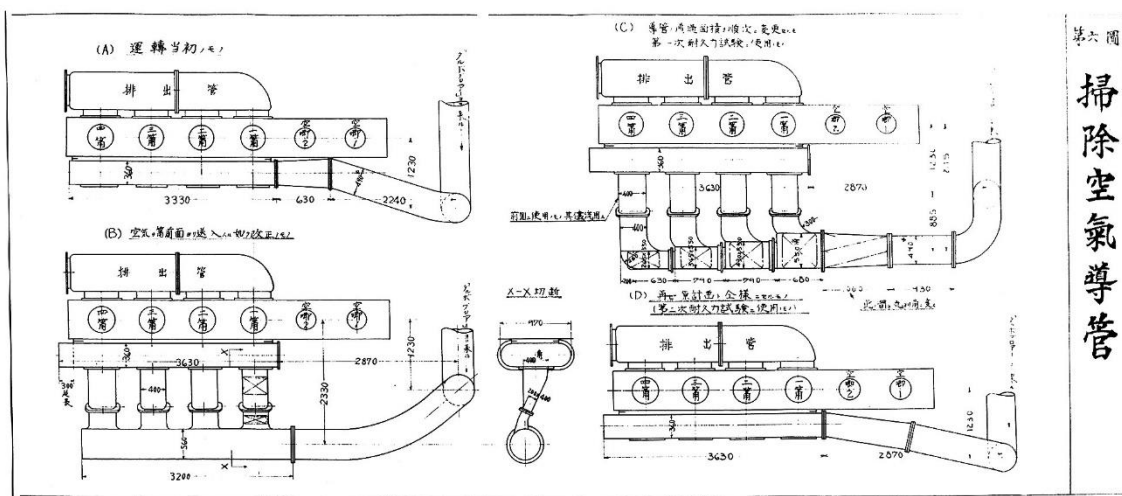
同上、第四圖。

実の処、開発部隊は当初、掃気不良を掃気ポートの問題とは理解せず、掃気導^{マニフールド}管のマ

⁵⁸ 掃気に関しては「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」前編、23~26 頁、参照。

ッチング不良と考え、5月26日から6月2日までの間に5回もの無駄な改造工事と運転試験に走っていた。しかし、その効が乏しかったことから漸く一同は掃気ポートそのものの問題に開眼し、6月4日から1か月の間にズルツァ型掃気ポートを持つ4筒分の気筒中央部への造り替えが行われ(図I-4-8)、7月8日には機械の分解作業に着手の運びとなった。改良された気筒中央部が組込まれ運転が可能になったのは8月28日、その日の午後に空気運転を行い、翌日から着火運転が再開された。

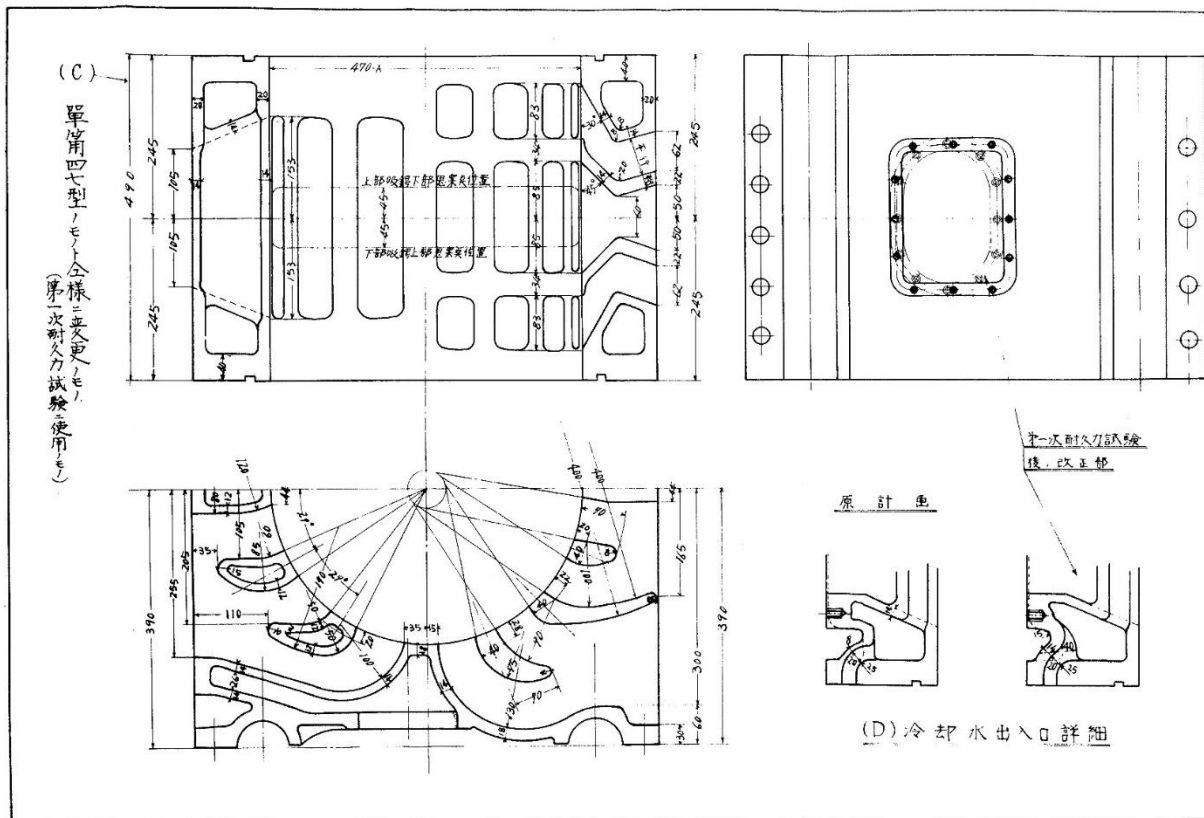
図 I-4-7 4-47 型における掃気導管の変更例



同上、第六圖。

図 I-4-8 4-47 最終型～艦本式 1 号内火機械における設変後の気筒中央部

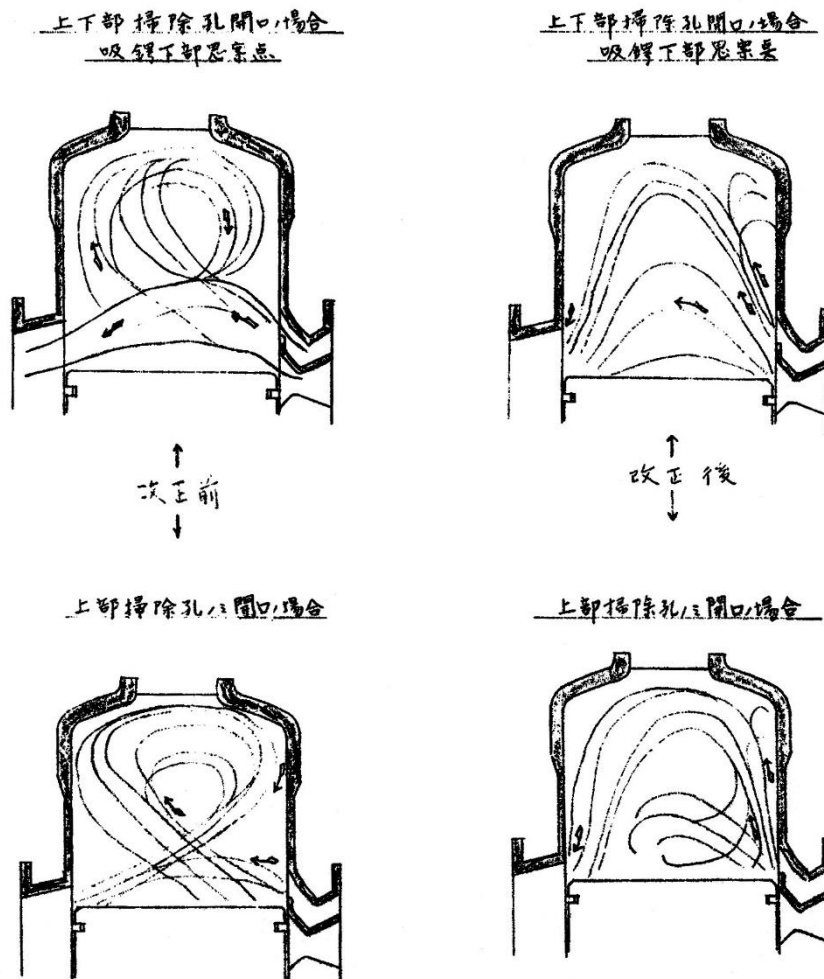
發動機中央部



同上、第七圖。

これによって掃気効率は改善され、4-47 型機械は'31 年 9 月 6 日午後に全力運転が可能
な状態となった。この時、全力 5 分経過後、下部気筒蓋とピストン棒とが直接擦れて発煙を
見たが、ピストン棒を取替えピストンも修理して事なきを得た。この時点における掃気の改
善状況はガス流動の比較を示す次図に示されている。

図 I-4-9 新旧掃気ポートを持つ気筒におけるガス流動状況比較



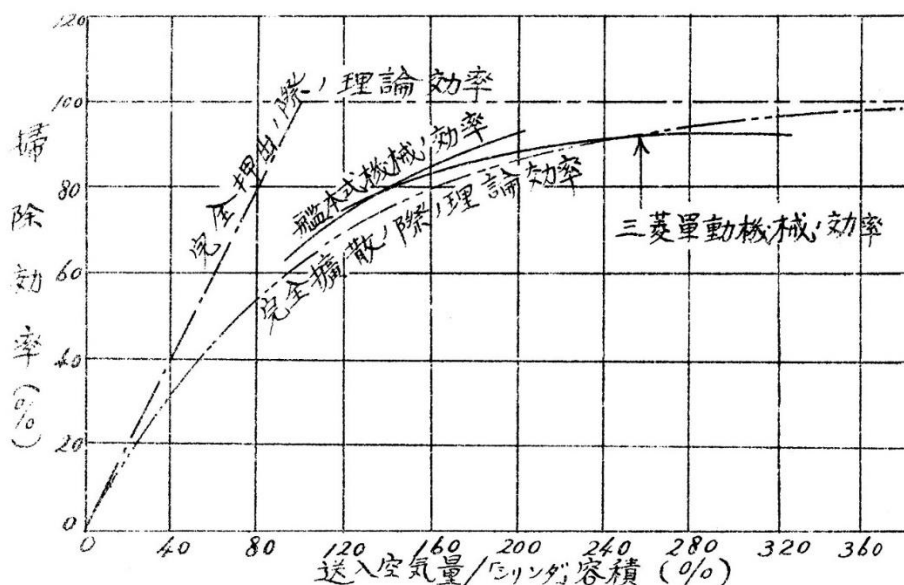
同上、第八圖。

2 サイクル機関の掃気は混合と層化と吹き抜けとが入り交じった複雑極まる現象であるから、実際的には仮想的な完全混合(完全拡散)掃気か完全層状掃気の数理的モデルを構築しておいて実測値との比較検討を行うしかないが、一般にモデルの近似性としては前者の方が高いと見做されている。

次図は海軍で得られたモデルと実測値の関係を示すチャートの例で、艦本式と三菱機関(MS か Petter か不明)とが比較されており、高負荷になるほど艦本式の効率が優っている状況が示されている。但し、興味深いことであるが、上述された掃気量 $=1.4 \times$ 気筒当り排気量からそのやや下附近では両者間に掃気効率上の差は全く観察されていない⁵⁹。

⁵⁹ 三菱 Petter 2 サイクル中速機関については拙稿「ペッター機関について」(未刊)、をご参照頂くしかあるまい。

図 I-4-10 掃気効率の比較：モデルと艦本式機械/三菱単動機械の実測値



『生徒 選修學生 内火機關教科書』85 頁、より。

4-47 型における気筒構造全般に目を転ずれば、3 分割の気筒は上部気筒形状は相変わらず釣鐘型、材料は上下部を NiCr 鋼ないし窒化鋼製の鑄鋼製ライナレスとし、ポートだらけの中央部は当初、鑄鉄製ライナレスで計画されたが、強度的な不安から中央部は鑄鋼とし、これに 15mm 厚の鑄鉄製ドライ・ライナ入りとして再計画された。しかし、第 1 回運転試験においてライナ全てに変形を生じた⁶⁰。

このため、中央部も窒化鋼ないし NiCr 鋼の鑄物に改める議が上った。窒化鋼による気筒中央部の鑄造は「寧ろ極メテ湯垢ノ生ジ易イ特殊銅合金ノ鑄込造法」にヒントを得た押上げ鑄造法を用いて 1931 年 7 月 7 日に成功に漕ぎ着けていた。この鑄造方案は NiCr 鋼にも応用され、両方とも同じ鑄造方案によって製作された。それらの鑄鋼粗形材の機械加工は困難を極めたが、8 月下旬にはこれを組込んでの運転試験が再開された⁶¹。

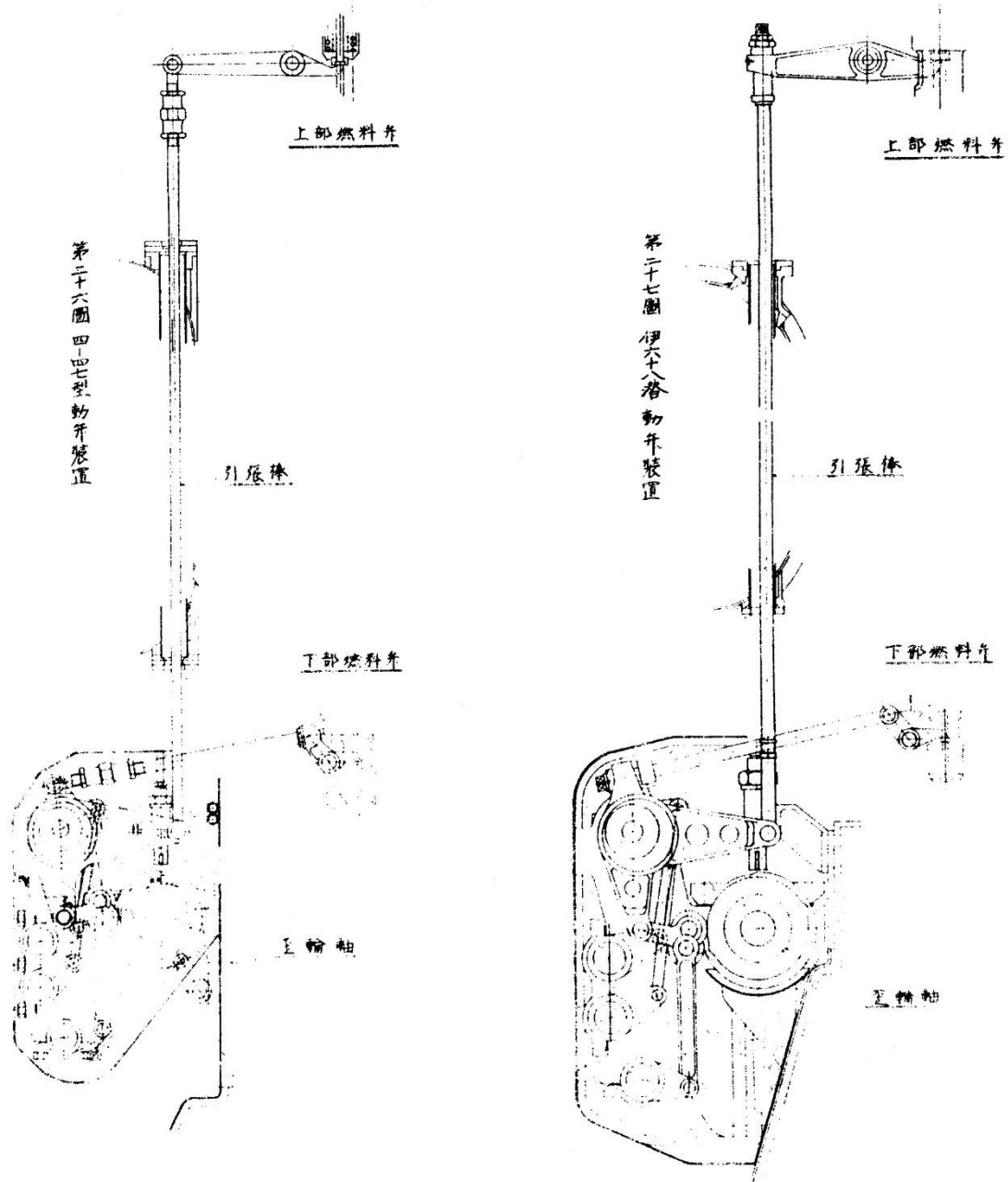
その結果、全力運転が可能となったが、トラブルもまた多発した。例えば、この間、4-47 型においては噴射弁の駆動装置における慣性力と熱膨張により噴射時期の狂いを生じ、軽量化すれば折損事故が繰返されるなど、その解決は一々困難を極めた⁶²。

⁶⁰ 気筒粗形材の鑄造に関しては「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」4~10、19~23 頁、参照。窒化について簡単には拙稿「三菱航空発動機技術史 I」及び「同 III」で論じられている。原理的な事項については前者を参照されたい。

⁶¹ 引用は同上、「吾輩ハ……」22 頁、より。海軍複動機械部品における機械加工体系の一端については日本經濟聯盟調査課編『多量生産方式實現の具体策』山海堂、1943 年、林田委員提出資料折込図、参照。同図がクランク軸、架構関係を欠いている点は艦本式タービン部品の機械加工体系を掲げながら動翼を対象外とした同書折込図と好一対である。

⁶² 「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」前編 9 頁、後編、33~37 頁、参照。

図 I-4-11 4-47 型及び艦本式 1 号内火機械における動弁系



「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」第二十六圖、第二十七圖。

全力運転は'31年9月9日に開始され、9月20日まで故障停止5回を含め、断続的に実施され、全力36時間30分、 $\frac{8}{10}$ 全力131時間を数えたが、20日午前1時50分、第3気筒下部気筒に円周の $\frac{1}{3}$ ほどの亀裂を生じたところで試験は中止となった。分解検査の結果、

第 1、第 3 上部気筒の頭部外周にも亀裂が発見された。

その結果、基本方針として気筒中央部は窒化鋼ないし NiCr 鋼製とすること(混用)、釣鐘型の気筒上部は CrNi 鋼製とすること、気筒下部は一部設変の上、窒化鋼製ないし CrNi 鋼製とすること(混用)、が決定された。後に窒化鋼などという造るに厄介であり使えばピストンリングに過大な摩耗を惹起する材料の使用は沙汰止みとなり、同じ鑄造方案によって NiCrMo 鋼を以て気筒中央部を吹く工法が確立した。試験機関である 4・47 型の気筒中央部の最終形態は窒化鋼・内面窒化が 2 個、NiCrMo 鋼製が 2 個の混用という格好になった。

気筒下部関係では下部気筒蓋のスタッフィング・ボックスは不断に悩みの種であった。とりわけ、仮令、洋上ではあれ、狭い密閉空間で作動する潜水艦主機において漏洩ガスに因る機関室の空気汚染は深刻な実害を生む。このため、リーク・テスト方案が定められ、漏洩ガスの艦外強制排気のアイデアまで提案されたほどである。艦本式 1 号内火機械においてこの問題は事実上解消され、強制排気システムが実用されることも無かったとされてはいるが、そこに到達するまでには幾多の障碍を乗り越える必要があった⁶³。

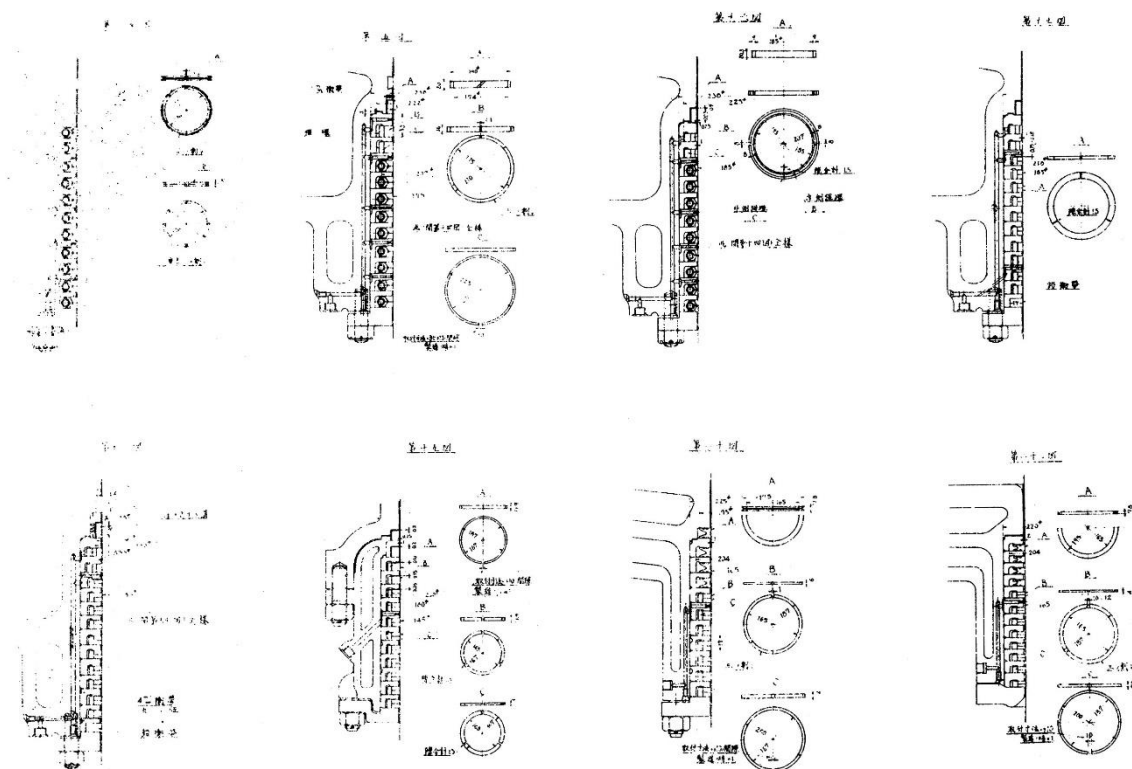
複動に改造された 60 型機械においては鑄鉄製二つ割れリング合口交互 2 段重ねの外周に鋼製三つ割れ抑え環を配しバネ輪で絞め上げキャリヤに載せたエレメントを 10 層重ねるスタッフィング・ボックスが用いられた。リング相互の積層面と棒との摺動面には入念な共摺り仕上げが施されたものの、鋼線のバネ輪は焼鈍され易く、ガス漏れを抑え難かった。

そこで、スタッフィング・ボックスの下部気筒蓋への取付け部に銅製ガスケットを嵌め、そのガスタイト性を高めてリング背後へのガス漏洩を抑えると共に、火止めリングとしてピストンリングのような鑄鉄製 C 型環が増設され、その直下 2 段のリングは三つ割れに改められ、バックアップ・スプリングも火止めリング同様の鑄鉄製品に置換された。3 段目以下は従前の構造が踏襲された。

図 I-4-12 海軍複動ディーゼルにおけるスタッフィング・ボックスの変遷

⁶³ 以下、スタッフィング・ボックスについては「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」後編、9~27 頁、参照。ブローバイ・ガスは掃気ブロアの空気取り入れ口に導けば済むものを、何故、かようにヤヤコシイ艦外排気など思い付いたのか不思議である。

なお、「事実上解消された」などというのは大本営発表的見解で、実態として帝国海軍潜水艦乗員は艦内空気の汚濁に苦しめられることとなる。



「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」第十四~第二十一圖。

下段、左から2番目が4-47型(4+7段)、左端が4-47改正型≡艦本式1号内火機械(4+8段)。

しかし、火止めリングの効果が十全に発揮されなかったため漏洩は収まらず、火止めリングを円環に改めバックアップ・スプリングを2重化する改造が行われ、更には第3段以下のリングの四つ割れ化が図られた。

その後、リング第3段以下を鑄鉄製三つ割れリング2段重ねを外から鑄鉄製C型環で抑える方式に改造し、最下段に鉛のガスケットを追加する工事が行われ、更にはこの部分にOリングならぬゴム紐のガスケットが追加され、火止めリングも2枚に増設された。鉛のガスケットは後日、廃止され、鑄鉄部品の耐熱性を向上させる目的でその材料としてNi鑄鉄が指定された。上部火止めリング摺動面には下部のそれと同様に3本の油溝が切られ、総リング数は12に増やされた。

しかし、実験の進展と共にピストン棒の直径を10mm増大させる必要性が明らかとなったためスタフティング・ボックス自体も全面的に造り直されねばならなくなった。その仕様は3層火止めリング+12層三つ割れ2枚重ねリングC型バックアップ環付きとなった。

最後にはリング積層数を10に減らすと共にスタフティング・ボックスのリング間に圧縮空気を爆発タイミングに合わせて投入すつことによってガス漏れを抑える実験が行われ、特許まで取得されたが、その効果は「大成功デハナカツタ」。

1-47型においては当初、鑄鉄製火止めリング2段+三つ割れリング2段+2枚重ね三つ

割れリング 9 段という構成のスタッフィング・ボックスが用意された。ピストン棒との摺合わせは初めにはピストン Assey を倒立させておいて棒に嵌め込み、2 人がかりの人力で実施され、その後、実機組付けの上、モータリングによる摺合わせが実施された。かくて、三つ割れリングを 2 枚重ねにしてこの方式に統一する改造が要請された。

火止めリングの改造と第 1 段三つ割れリング上面と接触するキャリヤ下面に溝が切られ、第 2~第 4 弾のキャリヤは円環と円筒に切り離して別体構造に改められ、隙間も微調整されたものの、肝心の成績は今一つであった。このため 145φ のピストン棒表面を 144.8mm まで再研磨すると共に火止めリングと棒との隙間を 0.25mm から 0.125mm に詰める変更がなされた上で摺合わせ、着火運転が再開された。

その過程において三つ割れリングの合口が上下に重ならぬよう回り止めのノックピンを打込む改造が施された他、上部 1、2 段のリングを火止めリングに置換える措置が講じられ、そのピストン棒との隙間は 0.05~0.055mm へと更に詰められた。1-47 型はこの状態で全力 24 時間、 $\frac{8}{10}$ 全力 144 時間の全力耐久試験に臨んだが、そのスタッフィング・ボックスからの漏洩は僅かであった。もっとも、各部の仕上げ程度、その巧拙によりガスタイト性は大きく振れ、如何にすれば最適の結果が得られるかについての一般解には未だ到達出来ていなかった。

この点に関してある程度の目途が立てられたのは 4-47 型になってからである。そのスタッフィング・ボックスは火止めリング 4 段、三つ割れリング 7 段の構成であった。火止めリングと棒との隙間は 0.015~0.025mm であった。しかし、完璧には程遠く、 $\frac{4}{10}$ 全力運転試験において第 2 気筒のスタッフィング・ボックスから相当のガス漏洩が観察された。それでも、ピストン棒の研磨や摩耗部品の取替えによりかなりの改善は認められた。

気筒中央部が“ズ式”準抛の掃気ポート付きのモノに改められた時点において火止めリングと棒との隙間は 0.020~0.025mm に設定され、131 時間で斃れた'31 年 9 月上旬の $\frac{8}{10}$ 全力運転試験においても第 2 気筒上部 1 本と第 3 気筒上部 2 本の火止めリング折損を生じていたが、外からは時々、若干のガス漏れが観察される程度に終始した。

続いて第 4 気筒を除く気筒のスタッフィング・ボックスを三つ割れリングの厚み削減(6→4mm)と引替に 7 段から 8 段へと改造したモノに置換えて両方式の性能比較が試みられた。試験は 10 月 13 日午前中から開始され、新方式が優れていると判明した。このため、4-47 型は第 4 気筒のスタッフィング・ボックスを新型に換装の上、最後の全力 24 時間、 $\frac{8}{10}$ 全力 144 時間の全力耐久試験に臨むこととなった。

改造気筒を組込まれた 4-47 型は 1931 年 11 月 6 日から運転を開始し、13 日までは調整・摺合わせ運転を行いながら発力度を高めて行った。スタッフィング・ボックスからのガス漏洩は皆無であった。

第 3 次運転試験は 11 月 14 日、18 時より開始された。しかし、22 時、第 1 気筒ピストン棒スタッフィング・ボックスからのガス漏れが酷くなり試験は中止された。分解の結果、スタッフィング・ボックスと下部気筒蓋結合部の銅製ガスケットの密着不良が原因と判明し、

試験は翌朝 9 時 30 分から再開された。この全力 24 時間運転は無事終了し、引続き 8/10 全力運転試験に突入した。しかし、その 11 時間後、17 日午前 9 時 30 分、第 2 気筒接合棒上部軸受冠ボルト 1 本の製造欠陥に起因する折損を生じたことにより再び試験中止を余儀無くされた。

耐久試験は折れたボルトを予備品と交換し、18 日 14 時 30 分から仕切り直しの再スタートとなった。しかし、13 時間目に当たる 19 日午前 3 時 30 分、第 1 気筒下部に音響を発したため機関を停止し、火止めリング 2 本の折損が見出され、予備品と交換したものの、試験は又しても中止となった。

「機械ガマイルカ人間ガマイルカ」という苦難の耐久試験は 19 日 15 時 40 分、三度目のスタートを切った。全力 24 時間運転は 20 日 15 時 40 分に成功し、直ちに 8/10 全力 144 時間連続運転に入った。その後、25 日の午前 1 時 40 分、4-47 型は潤滑油冷却器の冷却水管に孔が明いたことにより潤滑油に海水が混入する事故に見舞われた。暫時、騙し騙し運転を継続することも考えられたが、結局、機関を停止し潤滑油を全部抜いて入替える措置が講じられ、運転再開は 8 時間 10 分後の 9 時 50 分となった。機関自体の故障ではなかったため、本件はロスタイムとして許容されたようである。そしてこのロスタイム分を加算した 1931 年 11 月 26 日 23 時 50 分、8/10 全力運転総時間は 144 時間に達し、耐久試験は無事終了した。

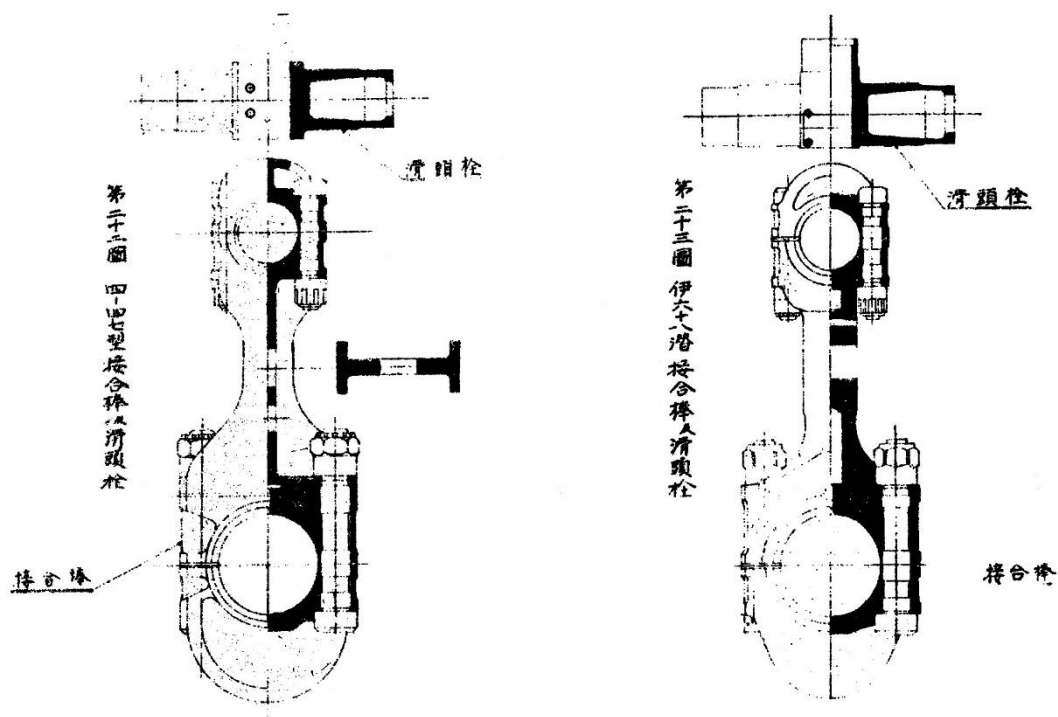
開放検査においては第 1 気筒の火止めリング 1 本が折損、第 3 気筒の火止めリング上部 2 本の固着が見出された。12 月 18 日に再度、組立てられた 4-47 型は 19 日より燃料弁の試験に供された。’32 年 1 月 9 日、第 1 気筒のスタッフィング・ボックスから発煙を見たが、その原因は件のゴム紐ガスケットの伸びであった。その後の試験を通じてスタッフィング・ボックス関係のトラブルは第 1 気筒火止めリング 1 本の折損のみであった。

三つ割れ 2 枚重ねリングの気密性を確保するためには摺動面の上下の角のみを丸く面取りし、重なり合う方の角は面取りしないことが秘訣であり、あらゆる角にマクレを生じさせぬことが大切であるといったノウハウが見出されており、スタッフィング・ボックスのシーリング性に係わる要領は既に大方、自家薬籠中の物となっていた。

4 月 1 日、各気筒火止めリングの上部 2 本をアルミブロンズに替えてみる実験が行われ、第 1、2 気筒と第 3、4 気筒に硬度を異にするそれが試用された。また、5 月初めには I 断面を与えられていた接合棒を船用機関としては普通の◎断面に改め、併せてクロスヘッド・ピン径を 20mm サイズダウンしてみる実験が行われ、第 4 気筒のそれをこの形状で新製し、5 月 21 日から各種の試験運転に供され大過無く推移した。新型は艦本式 1 号内火機械にも採用された⁶⁴。

図 I-4-13 4-47 型における新旧の接合棒

⁶⁴ 「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」 25、29~30 頁、参照。



「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」第二十二、第二十三圖。

2) 艦本式 1 号内火機械

この間、1931 年 12 月 7 日、横須賀工廠長は艦政本部長に宛て、試験成功の報告がなされ、17 日には艦政本部長より横廠長宛に慰労と感謝と激励の書簡が発せられた。上述の通り、4-47 型の気筒中央部摺動面には当初、鑄鉄製ドライ・ライナが用いられた。しかし、これでは持たず、ライナレスの窒化鋼や NiCr 鑄鋼へと改められた。それでも、亀裂や表面仕上げ不良に因るリング摩耗が悩みの種であり、また生産性の低さは大きな問題であった。転換された材料とて摺動面に擦過傷を生じ、満足な成績を挙げられていなかったが、かような技術的背景の下に艦本式 1 号機械の設計は 1931 年初めから開始された。4 月、横廠長は艦本式 1 号内火機械の製造訓令を発した。

もっとも、当初、その行程は実験機関の 490mm ではなく、艦内における開放検査の便を図るためと称して 470mm に短縮と計画されていた。開発部隊は短行程化に因る影響は未知であるとしてこれに反対し、議論はまとまらなかったが、'32 年 1 月、件のピストン棒とクロスヘッド・ピンとの新結合法を用いれば 1 号内火機械のストロークは試験機関と同じ 490mm で差支え無しと落着し、また、気筒上下部には NiCr 鍛鋼、中央部には NiCr 鑄鋼を用いる旨、最終決定が下された。「艦本式 1 号内火機械工作法」なる文書が各工作庁並びに民間会社向けに編纂され、'32 年 11 月 4 日から 4 日間、将来の製造・運用関係者を招集した複動内火機械に関する講習会も実施された。

10 月 2 日には実機＝伊 68 潜水艦右舷主機の陸上試験が始まった。16 時 20 分から空気

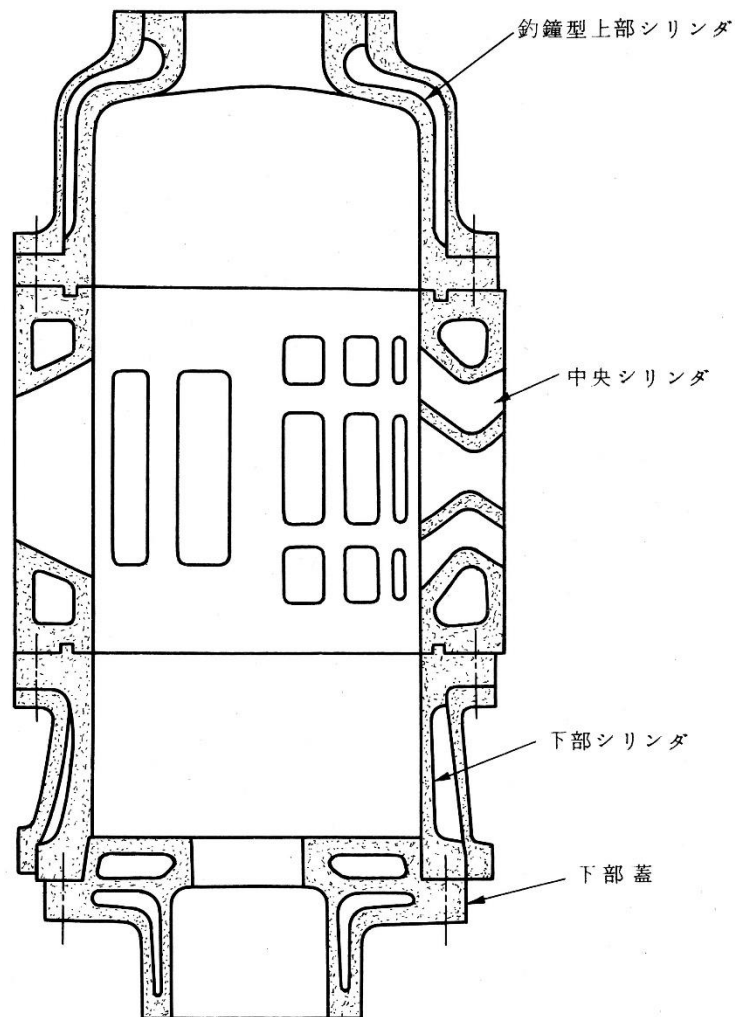
運転が開始され、噴射圧 50kg/cm²、回転数 250rpm.にて速やかに着火運転へと移行した。全力 24 時間+⁸/₁₀ 全力 24 時間運転試験は 12 月 23 日 17 時より開始され 25 日 17 時、無事終了した。性能試験は翌'33 年 4 月 19 日に全て終了した。開放検査の結果、第 3 気筒の上から 2 番目の火止めリングに折損が、第 1 気筒の火止めリング 4 本に摩耗が発見され、予備品と交換された。こうして完成(?)された初号機は 2 号機と共に呉工廠に回航され、伊 68 号潜水艦に艤装の上、各種海上公試に供された。

艦本式 1 号内火機械はその連成過程自体においても以下に垣間見られる通り幾多の紆余曲折を経ているが、伊 68 号の耐久試験のための南洋長途航海(1934 年 9 月 6 日~16 日)はともかく無事故で終了し、艦本 5 部関係者は“ディーゼル万歳、造機万々歳”を唱えた。しかし、その後に控えていたものこそ、事故と対策とが繰返される荊の途であった⁶⁵。

図 I-4-14 艦本式 1 号機械の原設計における“とっくり型”気筒構造⁶⁶

⁶⁵ 以下の記述は「吾輩ハ複働四七ノ内火機械デアル」前編 12 頁以下や渋谷による前掲の文献から整理要約したモノであるが、元の文章がかなり乱脈である点は御承知おき戴きたい。

⁶⁶ なお、2 サイクル複動機関の中にはこのような気筒蓋一体式のとっくり型を徹底させ、気筒蓋一体式上部気筒要素と同一構造の下部気筒要素とで横断式の掃・排気孔を有する中間気筒要素を挟み、なおかつ、この 3 者に上下 2 分割式の乾式ライナを収容させる、つまり、独立した気筒蓋を一切持たない構造例もあった。八田桂三・浅沼 強編『内燃機関ハンドブック』朝倉書店、1960 年、334 頁、図 3・2・5 (B)がそれである。同書には何の解説も掲げられておらず、同図(A), (B)自体は鴨打『船用ディーゼル機関』121 頁、圖 7.22 の引用に過ぎないが、(B)図の機関は Worthington Pump and Machinery Corporation(米)の製品である。濱部・長尾『船用機関及陸上用内燃機関』217~218 頁、特に 217 頁、第 230 圖、参照。



近藤市郎「舊海軍における大型複動ディーゼル機械の研究(下)」第1圖。

『旧海軍技術資料 第1編(2)』443頁、Fig.1。

即ち、この複動ディーゼルは性能スペック的には革新的な作品であったが、原設計の気筒(図 I-4-14)では先ず以って生産性が劣悪であった。気筒中央部の鋳鋼粗形材は横須賀工廠以外では製造が困難で、三菱辺りでさえその製造には難渋させられた。艦政本部ではその鋳鉄化が議論されたものの、横廠はこの部品の損傷取替えとなれば船殻の切開が必要になり、これは絶対に避けるべきであるとしてあくまでも NiCr 鋳鋼製の線を譲らなかった⁶⁷。

気筒材料は上下を NiCr 鍛鋼、中央を NiCrMo 鋳鋼となった。しかし、これらの鋳造、鍛造は何れも大きな困難を伴う工程であったし、ズルツァ的な頭部一体式釣鐘型の上部気筒には冷却水である海水による腐蝕から亀裂を生ずるという大事故も発生した。

その結果、上部気筒はズルツァ改造経過の轍を踏むように気筒蓋を持つ一般的な構造へと改められたものの(図 I-4-19)、多発する鋳造不良は新たな悩みの種となった。それが落着

⁶⁷ 「吾輩ハ復働四七ノ内火機械デアル」前編、6頁、参照。

してから数年後、気筒蓋の安全弁取付け部及び海水(冷却水)そらせ金具取付け部に海水腐蝕による疲労亀裂が発生し、調査の結果、設計強度の不足が判明し肉厚追加が実施されると共に、保護亜鉛が装備される等の強化策が講じられた。

当初、軽量性を狙って鍛鋼製支柱と鋼板との溶接によって構成された架構には強度不足による亀裂が発生した上、生産性が劣ったため、支柱とガイド・シュー取付け座等を一体化した鑄鋼支柱と鋼板との溶接組立構造へと改められた。しかも、この鑄鋼粗形材は焼鈍後、手持ちグラインダによって黒皮剥きを施し、欠陥の無い粗形材であることを確かめてから使用された。

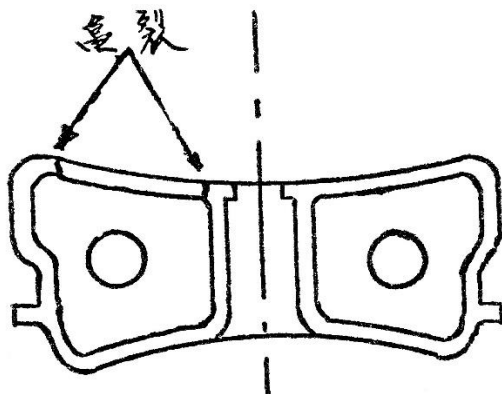
ピストンの内骨格に相当する鼓型金具は 1-47 型、4-47 型試験機関のそれとは異なり、0.45 炭素鋼製ピストン棒と一体成形されるように改められている。これは改良“ズ式”ないし 60 型のそれに近い構造であった(図 I-4-15)。

気筒摺動面の状態が良好ということは遂に無く、ピストンリングの切損も相当発生した。全力 24 時間+ $\frac{8}{10}$ 全力 24 時間運転試験にて折損と異常摩耗を経験したスタッフィング・ボックスは 4-47 型のそれから派生したもので、4 段の火止めリングと 8 段の三つ割れリングから構成されていたが、そこからのガス漏れも絶無ではあり得なかった。ピストン棒と下部ピストン・クラウンとの油密は依然として大きな問題となっていた。ピストン冷却油の漏洩は悪化しはしていなかったが改善も認められてはいなかった。それでも日本海軍としては摺合わせ運転を十分に行えば実用上、問題は無いとして押し切るしかなかった。

図 I-4-15 艦本式 1 号機械の原設計におけるピストン、ピストン棒構造

共にヨリ詳しく取上げる⁶⁸。

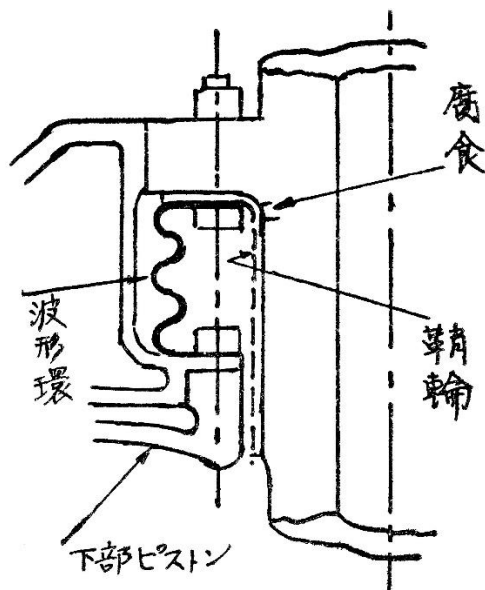
図 I-4-16 ピストン油覆の亀裂発生箇所



松尾「旧海軍艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第3図。

このピストンには 4-47 型における冷却油漏洩事故に鑑み、新たに伸縮接手(波型油止環^{パッキング})が採用された。これは 2 号機械等においても同じである。この波型油止環は当初、CrMo 鋼板溶接製であったが、亀裂発生のためステンレス削り出し品に置換された。しかし、なお亀裂発生が跡を絶たず、波型は 4 個から 3 個へと改められた。それでも尚、燃焼生成物たる硫酸の侵入に因ってピストン棒頸部に発生する応力腐蝕亀裂と波型油止環自体の局所的腐蝕に起因する油漏れは将来に禍根を残すことになる(図 I-4-17)。

図 I-4-17 三つ山型の波型油止環を装備したピストンとピストン棒頸部の腐蝕状況

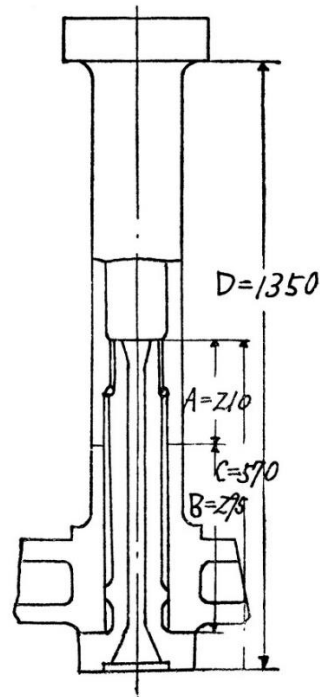


⁶⁸ 松尾「旧海軍艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」、参照。

松尾「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第2図。

なお、図 I-4-15 左で粗くハッチングされた部品は 2 段ネジを有するピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合ボルトである。これをヨリ解り易くしたのが図 I-4-18 である。

図 I-4-18 艦本式 1 号機械におけるピストン棒(改良型)とクロスヘッド・ピンとの結合部



『内燃機関設計計算書』196 頁、第 184 図、1-165A₂ 型。

このピストン棒外径は 165φ であった。上部、ピストン取付け個所の形状違いは作図上の省略の結果ではなく、本図に示されている現物がピストン棒とクロスヘッド・ピン部との結合部に圧縮ならびに引張り応力に因って生ずる変形を測定するためのテストピースであることに由来する現象であると推定される。

4-47 型のオリジナルにおいて H 断面を有した接合棒は 4 番気筒用改正品と同じ丸棒状、一部中ぐり加工のモノに置換えられていた。これは殊勝にも生産性への配慮からなされた選択の結果である。

続いて開発されたのが 1 号機械を 40mm ストローク・アップした艦本式 2 号機械である。このエンジンはノズル噴孔の改善によって所期の出力を発揮したが、高負荷運転時には排気温度の過昇と下部ピストン・クラウンの焼損傾向があり、ピストン・クラウンに Cr メッキを施す等の措置が講じられたものの完治せず、後に止むなく発生力度を下げて対処することとなった⁶⁹。

⁶⁹ Cr メッキ云々については渋谷文庫 21-040 「艦艇機関ノ進捗状況ニ就テ」 26 頁、参照。

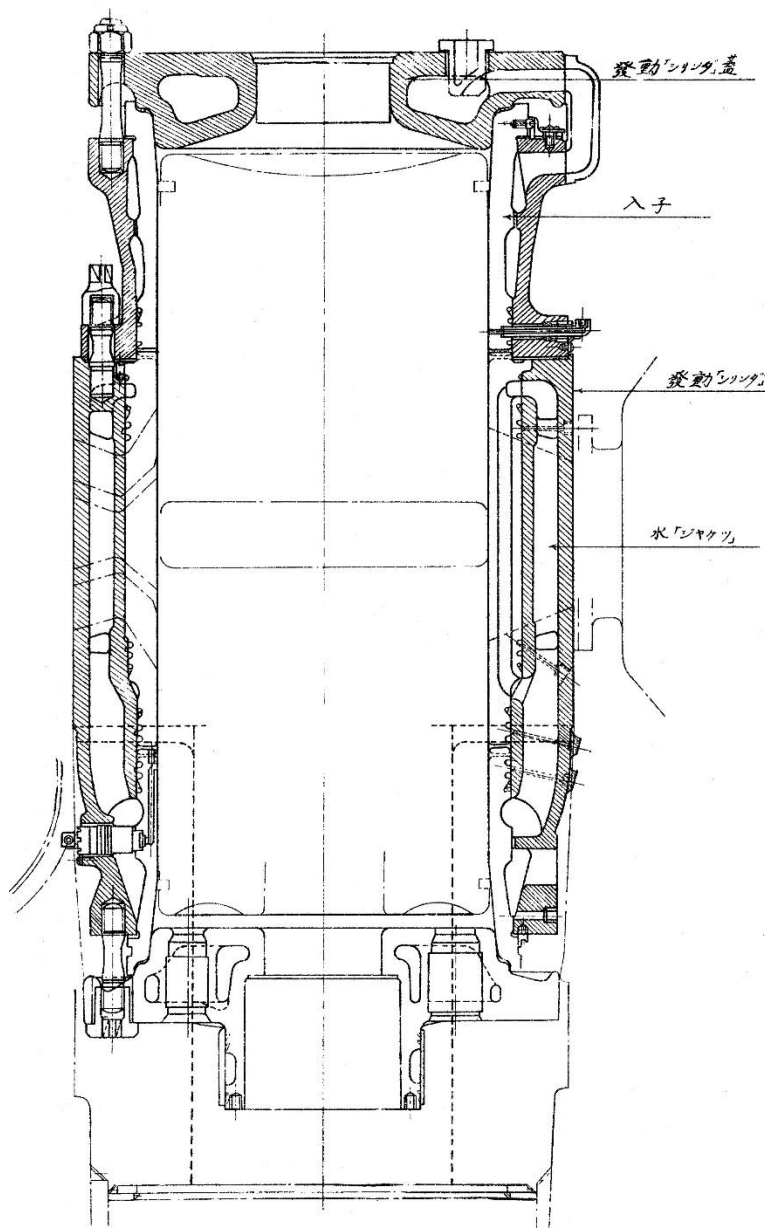
1, 2 号 10 型機械は直列 5 気筒機関を 2 個継ぎ足した異様に縦長の体軀を有し、かつ 2 気筒 4 段の噴射用空気圧縮機を架構の前端に居座らせていたから“ラ式”2 号機械ばりの非常に長いディーゼル機関となっており、補機と配管系とが撤去された時の外貌は恰も“猿の腰掛”に猿の一群が並んで座っているかのような風情を呈していた。

その後、艦本式 1、2 号機械の気筒は上下 2 分方式へと改められ、鑄鉄製ライナ入りというヨリ一般的な構造に帰着した。顧みれば、ディーゼル機関の気筒材料として鑄鋼を用いる手法は発明者、Rudolf Diesel 自身のアイデアにあった。しかし、鑄鋼は摺動部材としての適性を欠き、ディーゼルは速やかにこれを鑄鉄に置換えた。艦本式複動ディーゼルは確かに難しい厄介な機械ではあったが、その P_{\max} や $bmeP$ は同時代の 4 サイクル・ディーゼル機関よりは低い水準に位置していた。かような機関の気筒摺動部材に鑄鋼を用いたことは同時代の商船用大形ディーゼルにおける実施例を見るにつけ、見当違いも甚だしい所作と言わざるを得ない⁷⁰。

次図は気筒蓋とライナ、そしてズルツァ型に類縁の噴射ノズルを有する空気噴射式複動ディーゼルの気筒縦断面であるが、そのプロポーション(ボア・ストローク比)からすれば 1 号機械と判断される。気筒体鑄物は 3 分割ではなく確かに 2 分割構造となっており、勿論、ライナ自体も下端から $1/5$ 附近で上下に分割されている。

図 I-4-19 艦本式 1 号内火機械の気筒

⁷⁰ R. ディーゼルの事蹟については拙訳・解説『ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか』山海堂、1993 年、33~41 頁、参照。



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 3 圖。

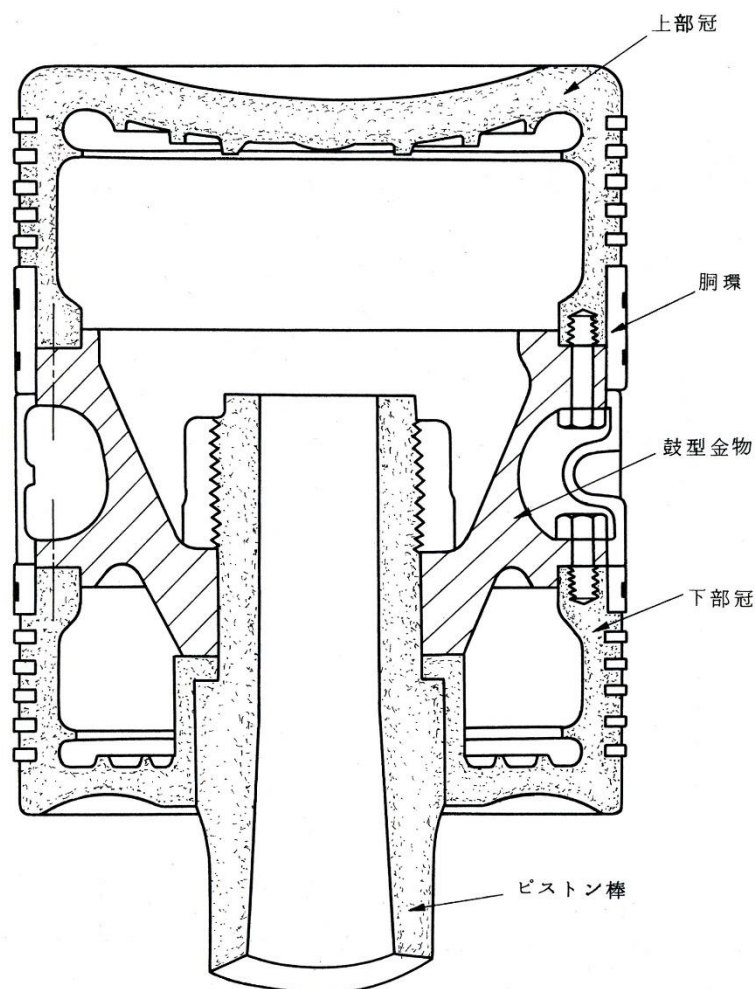
ウェット・ライナの水密に与るゴムパッキンは高温のため劣化し、水漏れが多発した。交換しても艦内では規定に定められた水圧試験が出来ぬため、これは厄介な故障であった。その後、三田土ゴム会社製の天然ゴム継目無しパッキンが、後には日本化成会社により合成ゴム製のヨリ耐熱性の高いパッキンが開発され、とりわけ後者は優れた性能を発揮した。

3) 艦本式 2 号内火機械

以下は艦本式 2 号機械のみならず 1 号機械に、更には 11 号機械にも共通する設変と推定される事項であるが、ピストンとピストン棒との結合法は次図に示すような“固定挟嵌込型”

へと変更され「逐次舊型と換装されて行つた」。この構造ではピストンの永久変形が不安視されたものの、実用した結果としては何の問題をも生じなかった。

図 I-4-20 艦本式 2 号内火機械において変更された固定挟込型ピストン



近藤市郎「舊海軍における大型複動ディゼル機械の研究(下)」第 2 圖。

『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』444 頁、Fig.2。

冷却油通路は描き込まれていない。

なお、艦本式 2 号内火機械にこの当時、採用された下部気筒蓋スタッフィング・ボックスの構造は次図のようなモノであった(4+9 段)。当該部分に発生したトラブルについての言及は見出せなかった。当事者たちの記憶の中でそれが霞んでしまったのは、恐らく、他の部位にヨリ致命的な事故が頻発していたからであろう。

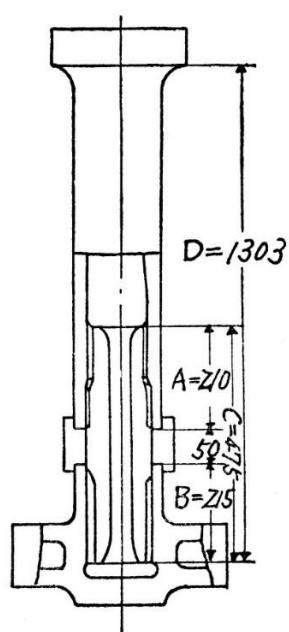
図 I-4-21 艦本式 2 号内火機械下部気筒蓋スタッフィング・ボックスとその構成部品

あったわけですが、当時はまだ十分には解明されておりましたので、たいへん苦労いたしました。しかしこれを解決しましたら、これが逆に非常に大きな自信を与えてくれました。

と述懐している⁷²。

2号内火機械におけるピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合方法は両者の内腔に左右の雌ネジを切り、これと適合する左右雄ネジを両端に切られた中空結合金物をターンバックル式に締上げるという先に11号機械において導入されていた方式である。

図 I-4-22 艦本式 2 号内火機械におけるピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合法



『内燃機関設計計算書』196 頁、第 184 図、2-170B₂ 型。

このピストン棒の外径は 170φであった。上端形状が素っ気なく、ピン部の下端にピストン冷却油を通す孔は明けられていないのは、本図もまたテストピースを示すものであるからに他ならない。

しかし、現実には必ずしも完全な解決がなされたワケではない。その一階梯について渋谷と長野は大略、次のように回想している⁷³。

⁷² 磯貝 誠「草わけの頃(8)」『内燃機関』Vol.5 No.45、1966 年 3 月、参照。腐食疲労破壊とは勿論、腐蝕(錆)と応力との相互作用に因る破壊である。

⁷³ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』208~209 頁、長野利平「ディーゼル機関とともに」(内燃機関と人と(15))『内燃機関』Vol.13 No.151、1974 年 5 月、82~86 頁の 83 頁、参照。

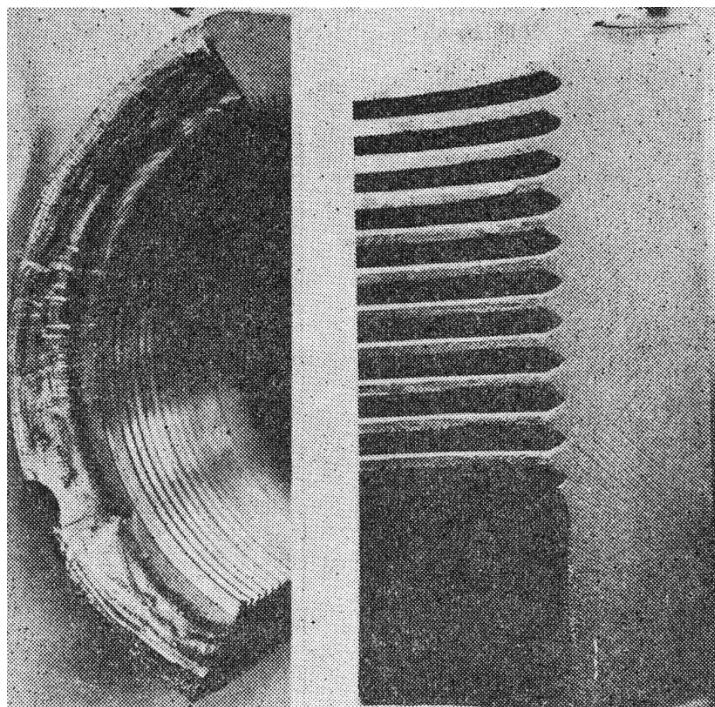
長野はこの問題に直接重なる応力集中に因る機械部品の破壊というテーマを扱った『応力集中と形態強度概論』(山海堂、1980 年)なる書を著しているが、海軍関係の生データとして目ぼしい情報は殆んど無い。

1937 年頃、2 号 10 型(渋谷)ないし 11 号 10 型(長野)内火機械の陸上運転中、ピストン棒をクロスヘッド・ピンに結合する部分の雌ネジ部に亀裂が生じた。当該部を軸方向に切断し、その断面(図 I-4-23)を見た海軍の材料技術者は材料に降伏点を超えるような応力が働いた時に生ずる歪み模様である Lüder's Line が現れていると指摘した。そうであるとすれば、これは設計ミスであるが、これ以上ピストン棒を太くは出来なかったから、この所見は当該機械の成立が本質的に不能であるとの材料力学的託宣と受け取られかねなかった。

そこで、斯界の権威者、大阪帝国大学の兒玉元一教授に依頼し、問題の縞目がリュウダーズ・ラインであるか否かの実物判定を仰いだ。その結果、問題の歪み模様はリュウダーズ・ラインではなく、高温での熱処理に起因する歪み模様であることが判明し、機械の成立が本質的に不可能との危惧は払拭された⁷⁴。

そしてこの時、材料を 0.45 炭素鋼から焼入れにおける臨界冷却速度の低い(油ないし空気焼入れで足る)Cr-Mo 鋼等の低合金鋼に置換えるという基本方針が定められた。然しながら、この材料転換を以てしても、当該部の切損等は根絶されなかった。この点については後刻、進展した対策の跡が教えてくれるであろう。

図 I-4-23 ピストン棒ネジ部の疲労破壊状況と歪み模様



長野利平「ディーゼル機関とともに」(内燃機関と人と(15))、図 1。

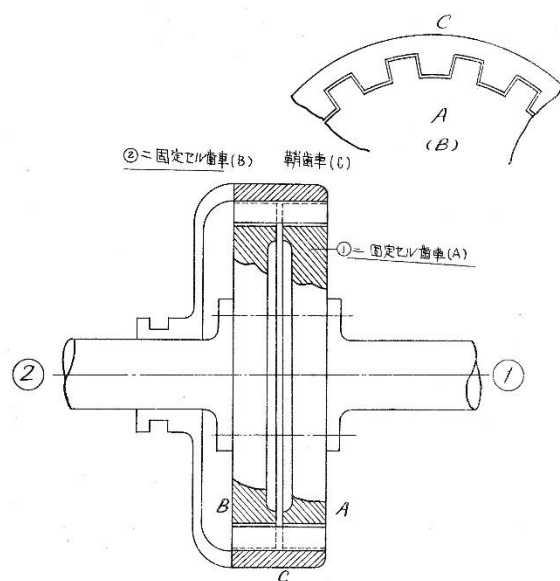
⁷⁴ 余談ながら、機械學會『機械工學便覧』初版、岩波書店、1934 年に「歪み模様」に係わる記述は皆無であり、'37 年の同書増補改訂版より現在の説明とほぼ通ずる言及が掲げられるようになっている(241 頁)。

なお、艦本式複動ディーゼル機械においては架構と気筒を締結する支柱ボルトの上部ネジ部にも折損事故が発生したため、ネジ山は応力集中を防ぐ形状へと改められると共に、Lodge & Shipley ネジ切り旋盤を三菱長崎造船所に設置させて重要なネジ部の加工を統制製造させ、併せて磁気探傷法も導入された。一連の対策の詳細については追って紹介する⁷⁵。

同じく艦本式複動ディーゼルに通底した問題はピストン・クラウンの焼損傾向であり、吹き抜け事故も発生している。リング合口からの火炎侵入に因る焼損もあり、下部クラウンをピストン棒が貫く箇所への燃焼ガス侵入によりピストン棒が腐蝕折損したこともあった。また、噴射用空気圧縮機系統における冷却銅管の腐蝕は頭痛の種でありコンプレッサ自体のボルト折損事故も多少、発生した。

看過され得ないのは、主機が 1 号であれ 2 号であれ 22 号その他であれ、機械式動力伝達系を有する(ディーゼル・エレクトリックではない)大形~中形潜水艦主機に附属する噛合いクラッチの 35 枚から 42 枚に及ぶ歯を正確に工作し、均一な噛合いを得ることが当時の日本の工作技術を以てしては困難を極め、この加工行程が潜水艦建造計画の一大隘路をなしていたという事実である⁷⁶。

図 I-4-24 噛合いクラッチ



『生徒 選修学生 内火機関教科書』第 42 図。

⁷⁵ 艦本式複動内火機械部品の統制製造に関しては 2 号 10 型の燃料噴射弁が三菱神戸造船所にて分担されたとの記述があり、統制＝分担製造は広く体系的に行われていたようである。神山重雄「神船思い出文集に寄せる」『和田岬のあゆみ』中巻、151~159 頁、所収の 156~157 頁、参照。我国における磁気探傷法の導入については拙稿「三菱航空発動機技術史 第Ⅲ部」にて若干、紹介しておいた。

⁷⁶ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』433 頁、参照。因みに、小形潜水艦においては摩擦クラッチが使用された。

しかも、その摩耗程度により軸系の振り振動危険速度の変化を来すという運用上、非常に厄介な問題が惹起されていた。即ち：

咬合「クラッチ」齒間遊隙増加セバ危険回轉數ハ幾分低下スルモ、更ニ遊隙増加スルトキハ再ビ危険回轉數上昇ス。即チ摩耗程度ニヨリテ危険回轉數ニ變化アルヲ以テ改造又ハ使用相當長期間ニ達セバ危険回轉數ヲ計測スルヲ要ス⁷⁷

では、何故、これほどに満身創痍、^{えくぼ あばた} 靨も痘痕の動力プラントが戦争という極限的狀況下で兎にも角にも遣いモノになったのであろうか？ “死人に口なし” と言ひ条、海軍の技術者であった松尾 務が戦後、語っているように、艦本式複動ディーゼルを装備した潜水艦は大過無く作戦行動に従事し得たのである。曰く：

戦時中アメリカ沿岸に印度洋に或はソロモンの海に将たアリューシャンの海に馳駆した大型潜水艦の主機械は実にこの一号機械、二号機械であつたが、その間事故は殆んど無かつた。戦前本型機械が故障続出して、技術部に対する喧々轟々の非難を浴びながら改善対策に身命を賭する思いであつた関係者にとつては、この結果は唯々涙の感慨であつたことを思い出さずには居られない⁷⁸。

誠に麗しい限りであるが、果してそれは“初期故障が出尽くした後は安定に推移した” という風に呑気な解釈を下しておけば済むような事実経過であつたのであろうか？ 答えは真向“否”である。それは、松尾自身が同じ文章の中で次のような内情を漏らしていることからそう言える事柄である。即ち：

本型装備の潜水艦乗員はディーゼル機械に慣れていた関係か、この【ピストン棒の】故障をいずれも亀裂発生の初期に発見して呉れたので、ピストン棒を切損してそれに引きつづく重大な損害にはしなかつた。

何のコトは無い、技量並び心眼に秀でた機関士達の献身的努力ないし尻拭いを通じ、端無くも損傷許容設計された今日の飛行機々体の運用の如き綱渡りの稼働状況が辛うじて保たれるという実態がそこには存在していたワケである。

実際、真珠湾奇襲攻撃に参加した 2 号 10 型主機械装備の伊 22 号潜水艦など、この年の 3 月に竣工したばかりの新鋭艦であつたくせに当初から湯浅製蓄電池の不良を託ったのは措くとしても、11 月 18 日の出港から暫く後の 19 日正午頃、早くも両舷推進軸中間軸々受を焼いている。この時、予備品を取り出したところ、信じ難いことに内径が大き過ぎて使い物にならず、片舷航行しながら削正・摺合わせを繰返し、何とか艦内でのやっつけ修理に成功した。しかし、過大な軸受隙間を油で誤魔化したため潤滑油消費量は跳ね上がり、補給艦から約 7t もの油を一斗缶による手作業で補給して貰わねばならなかった。

また、この物語には出港前、気筒蓋の予備品 10 個を受領したが寸法過大で後部ハッチから入れようが無く、ともかく 5 個だけを徹夜で削らせ、漸く取入れたなどというこれまた

⁷⁷ 『生徒 選修學生 内火機關教科書』93 頁、より。

⁷⁸ 松尾 務「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」より。

嘘のような挿話まで附録している。

因みに、肝心の主機関係では、この間、潜航(主機停止)中の点検で掃気孔付近にピストンリングの破片が発見されたため順次、抜取り検査が行われた結果、全筒のピストンリングが最終の1本以外、ほとんど失われていた状況が発覚した！⁷⁹

要するに、そこに在ったのは他愛も無い理屈である。緒戦期における修練を積んだベテラン乗務員の技量と制空権を掌握した状況下での比較的安穩たる戦闘状況とによって艦本式複動ディーゼルは辛うじて使いこなされたのである。それはパイロットを選んだゼロ戦とは異なる意味において、しかしある意味においてはゼロ戦などとは桁違いに遣い手を選ぶ「熟練者でなければ取り扱えない」機械であったということである。

なお、海軍は大戦末期、三菱神戸造船所他に対して「招集兵でも扱えるような」大出力機関の競争設計を命じている。その結果、1944年に1基のみ開発されたのが三菱神戸の4サイクル無気噴射・クロスヘッド型・嵌脱式機械過給機付き機関、25号2型内火機械(12-480×600mm、4000PS/400rpm.)である。本機は結局、潜水艦に装備されることなく終わったが、戦後、日本水産の南氷洋捕鯨母船 玉榮丸の主機として実用され、その優れた資質を開花させている⁸⁰。

5. 洋上艦艇用無気噴射式複動ディーゼル、11, 13号内火機械の開発

1) 艦本式11号内火機械の速成から終焉まで

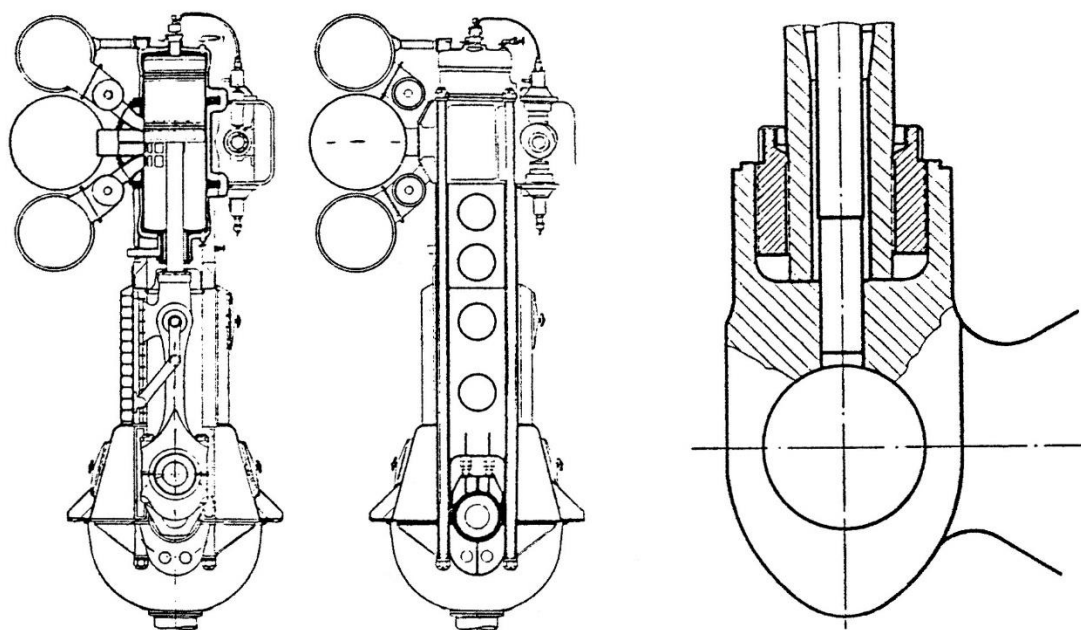
日本海軍洋上艦艇におけるディーゼル主機の嚆矢は第一次世界大戦当時に遡るが、当時の試みは未だ道楽の域を超えるものではなかった。実質的な成功は1928年、敷設艦 厳島に潜水艦に装備されていたのと同じMAN(ラ式)機械を載せたことにあった。

その後、日本海軍は船殻構造に電気溶接を採り入れて建造されたかの12000トンの級ディーゼル戦艦 *Deutschland*(主機MZ型：9-420×580、7100/450、8機2軸)に触発され、1932年より11号内火機械の前身に当たる45型2サイクル無気噴射複動内火機械(450×600mm、単筒800BHP/400rpm.)の実験に着手した。

図I-5-1 MANMZ型ディーゼル機関とそのスマートなピストン棒・クロスヘッド結合部

⁷⁹ 清水清直「特別攻撃隊のハワイ進撃と機関整備の苦心」『日本海軍潜水艦史』同刊行会、1979年、776~778頁、参照。

⁸⁰ 25号2型内火機械については『神戸三菱内燃機五十三年史』37、50~51、71~72、80、114、139、283頁、参照。但し、25号2型の戦後復活に当っては主軸受メタルの損傷を防ぐための台板据付部強化策が奏効したと伝えられている。原設計においてはクランク軸支持剛性の弱さ、クランクシャフト・デフレクションへの若干の傾向があったのであろう。吉田良直「ディーゼルざんげ」『和田岬のあゆみ』中巻、403~416頁の405頁、参照。クランクシャフト・デフレクションについては第Ⅲ部にて取上げられる。



気筒軸横断面

支柱横断面

片ガイド式クロスヘッド

F., Brandes, Der schnelllaufende Dieselmotor und der Hochdruckheißdampf als Antrieb von Kriegsschiffen. *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gssellschaft*. 1939, S.342 Bild 3, 4.

この著者に拠れば、図示されているピストン棒とクロスヘッドとのスマートな結合法は応力の流れを妨げぬことを主眼に検討された多数の構造(11 種例示)の 1 つであった⁸¹。

従前の潜水艦用 1 号複動ディーゼルとの主な相違点は無気噴射であること、片ガイド式のクロスヘッドとしたことであった。ピストン棒とクロスヘッドとの結合方法を互いの結合部を中空として内面に雌ネジを切り、ここに両端左右雄ネジ付きの中空接続金物(一種のターンバックル・シャフト)を介在させる方式は先にも見た通り、2 号 10 型にも応用されている⁸²。

最初に造られた 11 号用実験機関は 3 気筒機関であったが、前後振動が甚だしかったため単筒へと変更し、併せて実験のペースを上げるためこれを 3 基装備する方針が定められた。

⁸¹ なお、上下排気ポートの先に見える丸いモノは排気全部管制用回転弁である。これについては部分管制ながら後掲図 I-8-4、図 II-1-1、参照。2 サイクル・ディーゼルにおける回転弁を用いた排気管制の諸方式については第 II 部を御覧頂きたい。

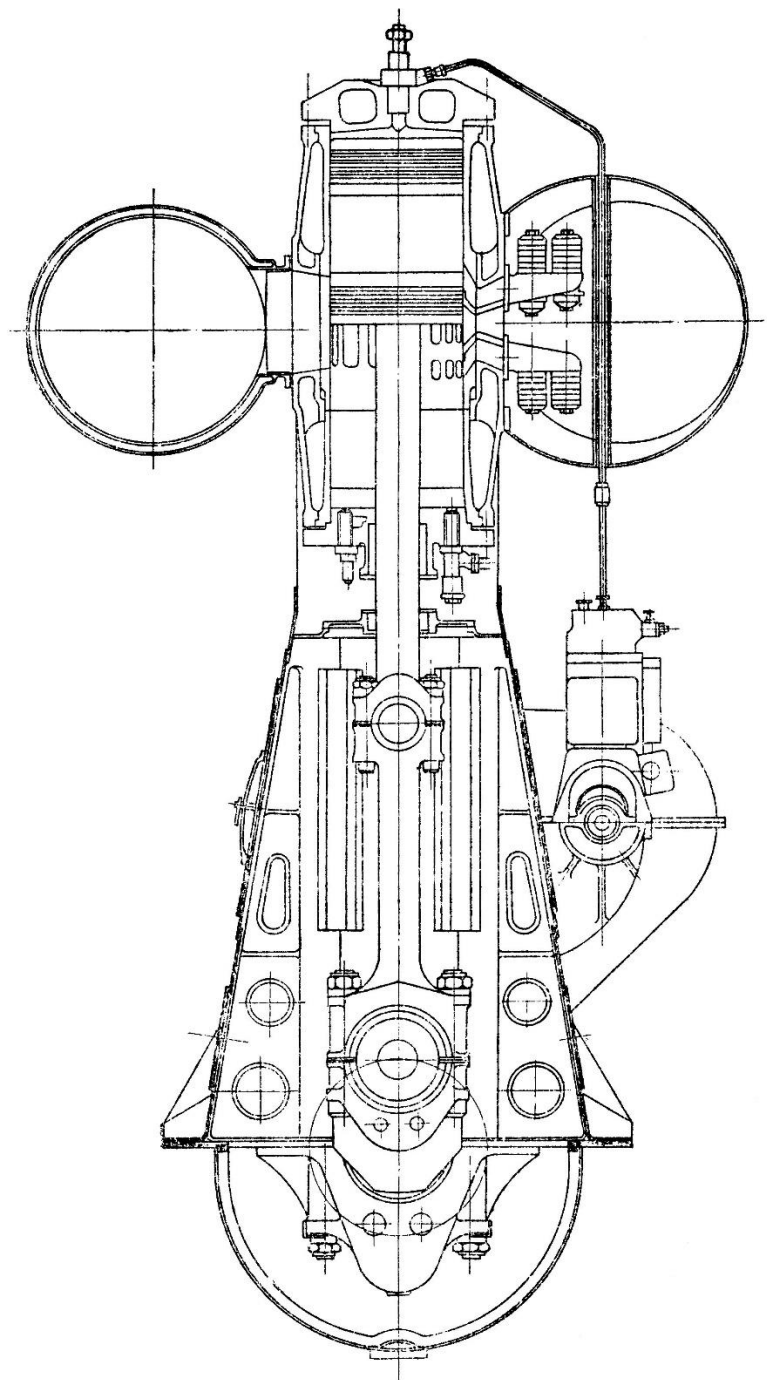
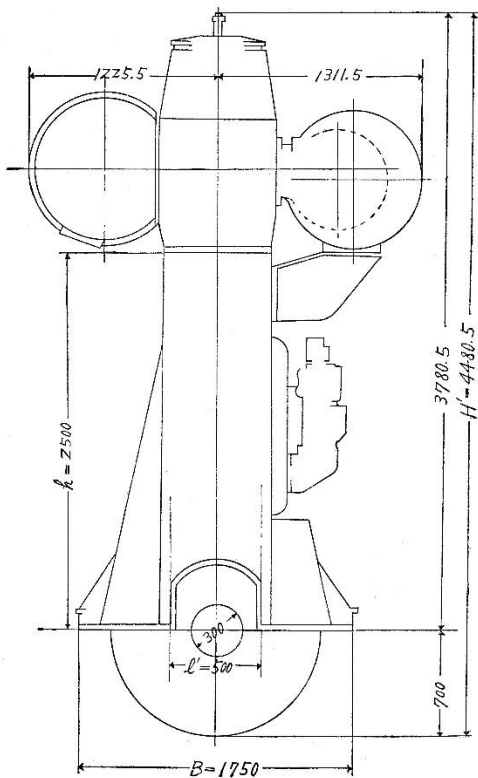
⁸² 本節及び次節についても基本的な流れは近藤「舊海軍における大型複動ディーゼル機械の研究(上、下)」、同「草わきの頃(15)」、甘利「第一次大戦以後における我海軍機関の進歩」1650~1652 頁、藤田・村田・大原・片岡「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史(艦艇用内燃機関 その 1-2)」に、重要な技術的論点については松尾「旧海軍艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」、渋谷『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』生産技術協会、1970 年、39、124~125、166~168、185~188、210~223、433~443、445~449 頁、『昭和造船史』第 1 巻、680~681 頁、近藤・長野(対談)「内燃機関の発展に想う」、近藤・大原・村田「日本海軍の艦艇用内燃機関の発達史」、近藤「日本海軍造船技術の回想」、藤田・村田・大原・片岡「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史(艦艇用内燃機関 その 1-2)」に拠る。

その矢先、軍縮条約の枠外とされた 20 ノット以下の劣速艦艇用に急遽、無気噴射複動ディーゼルを装備しようとの議が起こり、未だ実験用単筒機関の図面も完成されていない段階であったにも拘らず、出力的にドイツランド主機をも上回る 11 号 10 型内火機械(10-450×600mm、計画 8500BHP/400rpm.)をデッチ上げ、潜水母艦 大鯨(潜水艦への補給艦、当初 1 万 トン、船体強化後、14400 トン)に 4 機 2 軸の格好で強行装備する旨、決定された。

潜水母艦とは潜水艦隊に属する補給艦であり、八方破れの艦隊随伴大形高速潜水艦に依る長途の作戦行動を可能にするためには何らかの補助艦艇は絶対不可欠であり、勿論、専用のそれを保有することが望ましかった。無論、そこには広い行動半径を求められた日本海軍大形潜水艦の基本コンセプトと不釣り合いな低い信頼性が背景として存在していた。

艦政本部第五部計画主任であった渋谷と内燃機設計担当の鈴木は時期尚早としてこのディーゼル潜水母艦計画に反対した。しかし、艦本主席部員会議で第五部がこれを引き受けねば工廠には草むしりでもさせるしかないと威圧され、止むなくこの開発はスタートさせられた。それは潜水艦用空気噴射式複動ディーゼルが重大故障を続発させるようになる恰も一歩手前の出来事であり、艦艇用原動機を所轄する艦本五部の開発陣営としては謂わば虚を突かれたかのようなタイミングでもあった。そのプロフィールは 1 号機械を 20mm ボアダウン・110mm ストロークアップし、かつ、無気噴射化したような機械であった。次図にその正面形姿を示す。左図は寸法が記入されているので引用したが、追って説明される通り、これの左右非対称の架構設計は原設計であり、右図の対称設計が設変版である。

図 I-5-2 艦本式 11 号内火機械の正面形姿



左：『内燃機関設計計算書』73頁、第65図。

右：松尾「旧海軍艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第4図(左右反転)。

11号系内火機械の諸元は次表の通りである。

表 I-5-1 艦本式 11 号~13 号内燃機械の諸元

名称	11 号	12 号	13 号
----	------	------	------

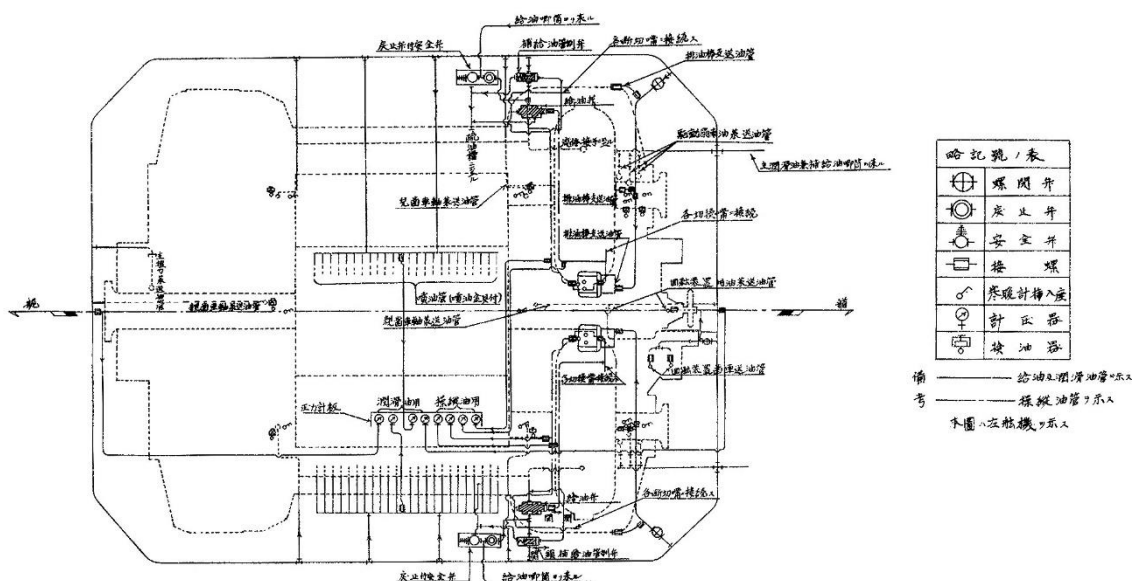
	10 型	1 型	10 型
型式	無、複	〃	〃
サイクル	2	2	2
気筒数	10	11	10
BHP	6800	7000	8000
rpm.	356	380	350
ボア	450	450	480
ストローク	600	530	600
BHP/Cyl	680	636	800
ピストン速度	7.1	6.7	7.0
平均有効圧	4.9	4.8	5.1
最大圧力	60	60	60
気筒ピッチ	720	-	800
全長	8725	-	9942
軸心上高サ	3780	-	3910
軸心下高サ	700	-	800
台板幅	1750	-	1800
重量 W t	81	-	104
W/BHP kg	11.9	-	13.0
原設計所	海軍	〃	〃

『内燃機関設計計算書』4～5 頁、別表、より。

開発実験部隊が最初に遭遇した問題は、当然予測されるように、燃焼不良であった。噴射ポンプ、噴射ノズル、燃焼室形状、掃気ポート形状をいじくって最適化が図られたものの、改善が覚束ぬ一方で実機は組立てられて行った。

幸い、2 機 1 軸化に不可欠な充・排油式フルカン・ギヤ^{フルカン・カップリング}(流体接手と減速歯車装置の組合せ)の技術は三菱神戸造船所によって既に導入、バナナボートに実用化されていた。大鯨のそれはポンプ及びタービン羽根車直径 2400mm の充・排油機構を備えたフルカン継手で、その最高効率点におけるスリップ率は約 3%と称された。このフルカン継手には主機の前進・後進回転に応じて油道を切替える機構が組込まれており、その切替えと主機回転方向に齟齬を生じた場合には自動的に排油が行われる安全回路が組込まれていた。

図 I-5-3 フルカン・ギヤのレイアウトと潤滑系



『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 65 圖。

減速歯車は親歯車は外径 1816mm、歯数 196 の 2 枚合せ山歯車、児歯車は同様な構造の外径約 1402mm、歯数 151 の歯車で減速比は僅か 1 : 0.77 と、タービン船の減速比と比べれば主機回転数が低いくぐり控え目な値であった。この程度ならいっそ、直結に走れば良かったようなモノであるが、当時は一方に軸系の振り振動への恐怖があり、他方にロングストローク・低回転化しつつ良好な掃気効率を確保し、高い平均有効圧を稼ぐ技の欠如があり、如何ともし難かったワケである⁸³。

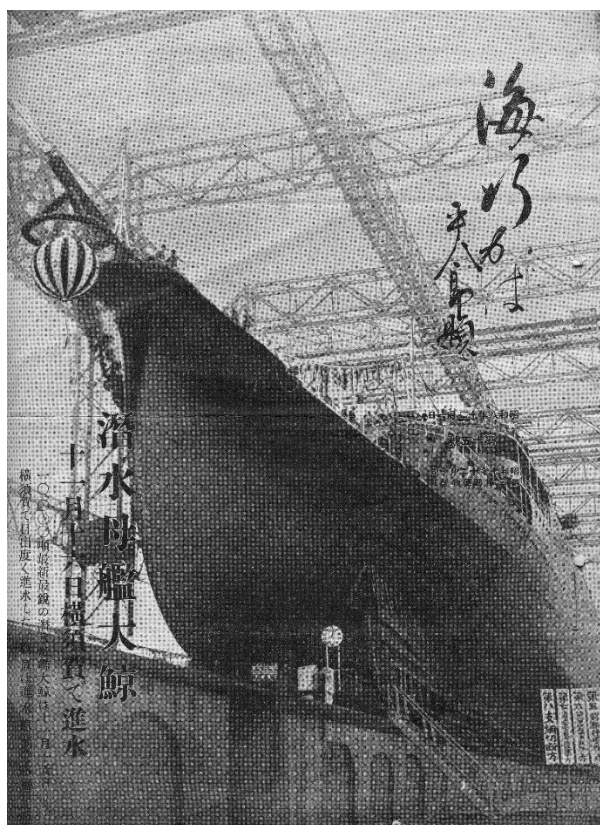
なお、掃気用ターボ・ブロアの駆動機関としては電動機ではなく、やはり 3 気筒の実験機関から急遽、叩き起された 22 号 5 型 4 サイクル単動ディーゼル機械(4 弁式、5-430×450mm、1100BHP/550rpm.)が登用された。その 550rpm.程度という最高回転数では初舞台をなすターボ・ブロア駆動には役不足であったから、大鯨の装置においては 22 号内火機械のクランク

⁸³ 『軍艦大鯨機関機構説明書(機械)』109~119 頁、参照。残念ながら、この文献の附図については未見。なお、大鯨用のフルカン・ギヤが完成し、陸上試運転が行われた際、海軍の監督長が“この歯車は親児と言ひ条、実態は兄弟であり、これでは値段が高くなるばかりだ。何故、親児らしい設計にしないのか”と詰め寄った。この御仁には初歩的な技術論が欠けていたようであるが、高コストとの指摘はもっともである。佐藤祐金「フルカンギヤは親児歯車か兄弟か」『神戸三菱内燃機五十三三年史』94~97 頁の 96 頁、参照。三菱神戸造船所における当該歯車の歯切り作業については前田芳松「九十九夜」『和田岬のあゆみ』中巻、102~108 頁、参照。

なお、溶接構造で建造された大鯨の船殻にまつわる話題については造船官、福田^{ただし} 烈の伝記である飯尾憲士『艦と人』集英社文庫、1986 年、『福田烈追悼集 造船技術は勝てり』同書刊行会、1968 年といった文献がある。福田 烈自身の著書として吉田兎四郎との共著『溶接施工法』(溶接ニュース出版局、1954 年)があり、その 139 頁脚注に「戦艦大和では溶接長は延 464 軒、溶接棒数は 750 万本に達している」などとあって興味深い、海軍の造船技術に対する具体的言及は残念ながらこれのみである。

軸に振り振動吸収用のフルカン継手を結合し、その継手の従動側ケーシングに組付けられた歯数265の大歯車を同34の児歯車と噛合わせるにより目出度く7.79の増速比を得、ブローを約4285rpmにて駆動するように仕組まれていた。また、ターボブローそのものは前掲の電動ターボブローとは異なり、直径1100mmの扇車2枚を「背中合せ」にしたインペラを有する構造であった。

図 I-5-4 進水式の大鯨 1932 年 11 月 16 日 於、横須賀工廠



海軍省のグラフ誌『海ゆかば』第15号、1933年12月、の表紙。

11号内火機械は大鯨のみならず高速給油艦 剣崎、高崎、水上機母艦 瑞穂の主機として、あるいは同 千歳、千代田の巡航用主機としても計画され、その艦船装備基数は39を数える予定であった⁸⁴。しかし、元来が実験機関レベルの作品であったことから溶接船体にも強度ならびに安定性に欠陥を抱える大鯨においては各種の事故が頻発し、「実に惨憺たる憂き目を見」ることとなった。計画力量の80%に当たる6500BHP/356rpm.を使用限度とする運用上の弥縫策を講じたにも拘わらず各部に亀裂・折損等の重大故障は後を絶たず、計画の5割

⁸⁴ 『内燃機関設計計算書』2頁、より。松尾は36基と述べている。大鯨4基、剣崎・高崎で計16基、千歳・千代田で計2基、瑞穂4基で28基となるが、それ以外については不詳。

程度の出力では濛々たる発煙を呈し、その実力は 4000BHP 程度に過ぎなかった。その頃にはまた、潜水艦用複動ディーゼルにおいてもピストン棒切損等の重大事故が発生していた。

結果的に大鯨の実質的運用は 1938 年 9 月からにずれ込んだ。また、その欠陥対策に困難を極めたことに因り、実験的意味を込めて残された瑞穂の 11 号 8 型主機(8 気筒、4 機 2 軸、減速比 0.597)以外の 11 号機械は開戦以前に全て撤去の憂き目に遭い、艦本式タービンへと換装され、あるいは計画段階において艦本式タービンへと変更された(高崎)。大鯨自体も 1942 年 11 月に艦本式タービンを主機とする空母 龍鳳へと改装されている(剣崎、高崎も潜水母艦を経て空母に改装[祥鳳、瑞鳳])。

他方、残された瑞穂主機には引続き材料・工作面を中心とする欠陥対策が講じられ、1942 年の最終改造により一応の実用水準が達成されたと伝えられている。但し、その真の実用性が確認される前に本艦は同年 5 月 2 日、米海軍潜水艦の餌食となった。

12 号機械は 11 号と同系列ながら潜水艦主機として試作されたものであり、前掲の 1 型 11 気筒の他に同寸の 10 気筒型が計画された。しかし、掃気圧を 220mmHg まで上昇させ、かつ回転数を計画の 400rpm. から 420rpm. まで引上げねば計画出力が発揮出来ぬことが判明し、実用化には至っていない。

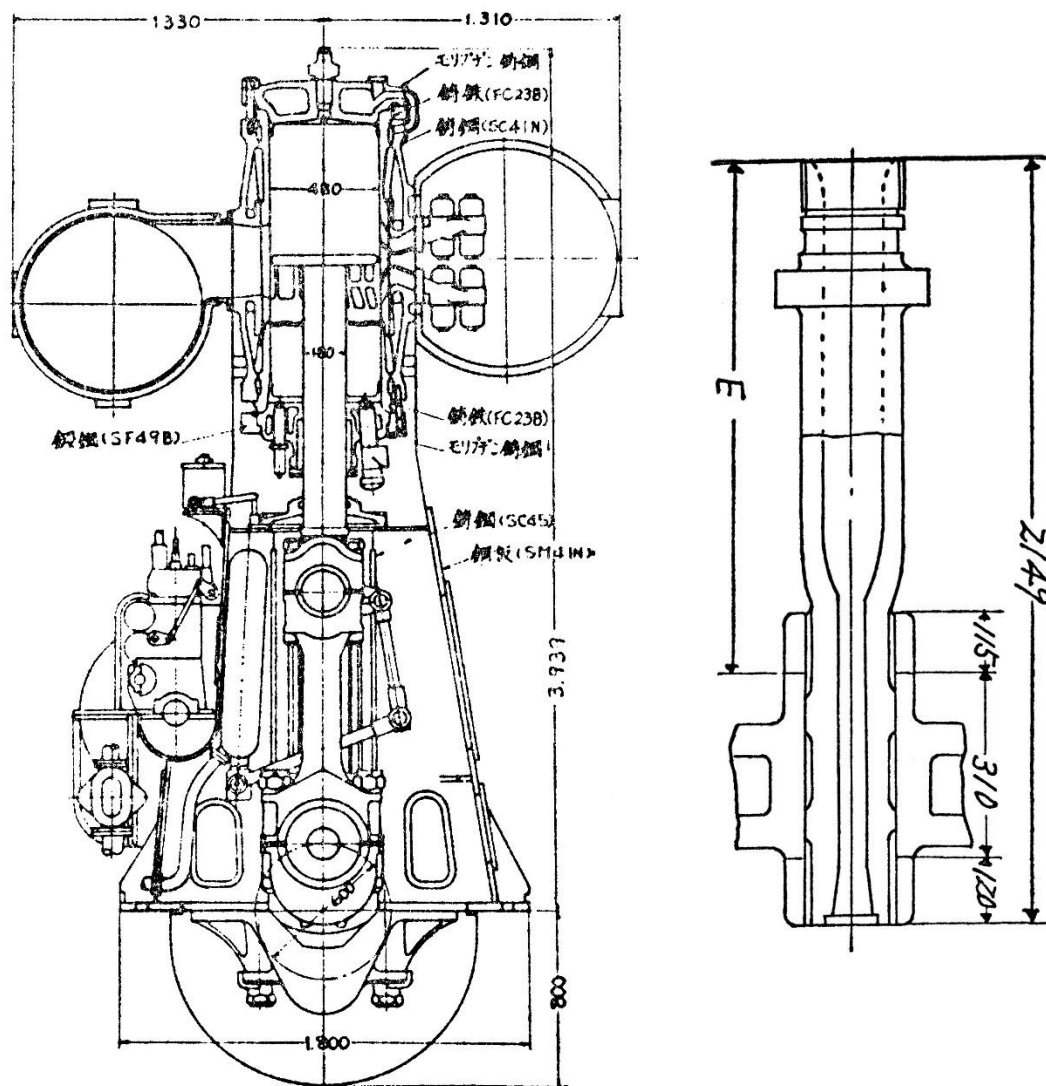
2) 艦本式 13 号内火機械の開発から終焉まで

1933 年から翌年にかけて次期戦艦基本計画が策定される際、11 号 10 型機械は後の大和型戦艦における巡航用ディーゼル主機として計画に上せられた 13 号 10 型内火機械(10-480×600mm、8000BHP/350rpm.)のモデルという役割を演じた。13 号機械においてはピストン棒・クロスヘッド結合方式が中空ターンバックル・シャフト方式から 60 型、1-47 型及び 4-47 型原型(第 1~3 気筒)におけるそれを基本的に踏襲したヨリ安定感のある両ナット方式(次図右)に改正されると共に、ピストンとピストン棒との結合も固定挟込型へと変更されている。11 号機械、あるいは 1, 2 号機械にも同じ設変が施されているが、それが 13 号開発経験のフィードバックであったのか否かについては必ずしも明らかではない。少なくとも、松尾や渋谷の記述を素直に読めば、以上の設変は間違い無く 11 号の該部に係わる「根本対策」ではあった⁸⁵。

13 号は単筒と 6 筒の実験機関 6-48(ロクのヨンパチ)型が試作されたが、単筒機関は相変わらず掃気効率の低さを悩みの種としており、送風量増大、掃気ポートの改良、噴射系・燃焼室回りの改善策が種々講じられた。1000BHP/400rpm. を見込まれたその出力は 800BHP/360rpm. に止まり、かつ、その過負荷能力は低かった。

図 I-5-5 艦本式 13 号内火機械とその両ナット式ピストン棒・クロスヘッド結合部

⁸⁵ 渋谷の記述については『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』217 頁、参照。松尾の記述については後述。



近藤・長野(対談)「内燃機関の発展に想う」図-1。

藤田・村田・大原・片岡「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史(艦艇用内燃機関 その1)」図5もほぼ同じ。

『内燃機関設計計算書』196頁、第184図、13-180F'型。

ピストン棒外径は180φ。

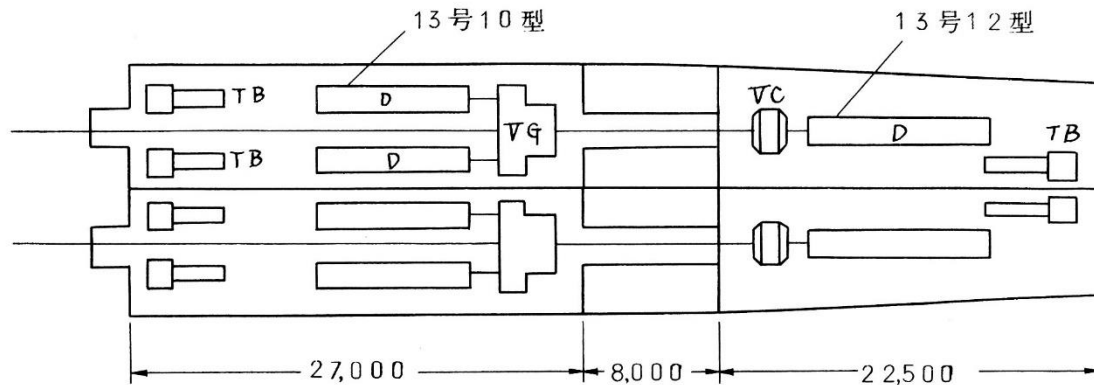
実験用 6-48 型機関は 1937 年、4800BHP/360rpm.にて 144 時間連続運転試験と一昼夜断続摩耗試験他、各種性能試験に「相当優良」な成績を発揮したが、その後の分解検査においてはピストンリング折損、ライナ、ピストン胴環の摩耗等を発覚させている⁸⁶。

このため、13 号機械の戦艦への採用は最終的に見送りとなったが、実験の意味を込めて本機を水上機母艦 日進に装備してみる旨、決定された。12 気筒 1 基と 10 気筒 2 基を連動させて 3 基で 1 軸を賄う 6 基 2 軸 47000 馬力という複雑な主機体系(減速比 0.882)を有する

⁸⁶ 村田正之「幻の戦艦・大和の主機ディーゼル化計画と試運転を想う」『日本マリンエンジニアリング学会誌』第 44 巻 第 1 号、2009 年、参照。

日進は 1942 年 2 月に竣工した。

図 I-5-6 日進における主機配置

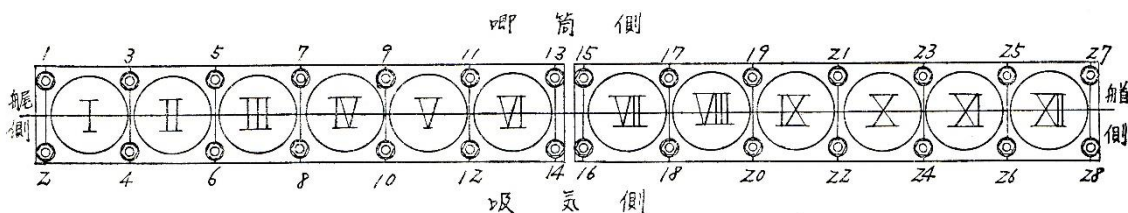


『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』409 頁、Fig.11。

TB : 掃気用ターボ・プロア VG : フルカンギヤ VC : フルカン・カップリング

12 気筒型は 12 型とは呼ばれなかった筈であり、事実、『昭和造船史』第 1 巻には 13 号 2 型と表記されている。次図はその 13 号 2 型における気筒・架構配列を示す。なお、出典文献に 11 号と表記されているのは誤りである。艦本式内火機械において直列 12 気筒の例はこの 13 号 2 型を措いて皆無だからである(他には“毘式”1200 馬力)。

図 I-5-7 艦本式 13 号 2 型の 6 + 6 気筒・架構配列



『内燃機関設計計算書』202 頁、第 191 図。

然しながら、本艦も竣工後 1 年半を経ぬ'43 年 7 月に沈められ、短命艦として果てたため、畢竟、その実験的成果を検証する機会とは与えられず仕舞いであった。渋谷は：

巡洋艦日進に搭載されてからも低力時の燃焼不調と全力時の燃焼不良は矢張り問題となり、全力時黒煙を出し、特に低力運転時が長いと排気管に未燃焼燃料が滞留し白煙を出した。実験部の研究成果により下部噴油弁を 4 個とし、また噴油圧力を油圧により管制した方式とし、相当改善されたが充分なる実績を観ることなく、本艦は沈没した(213 頁)。

と述べている。1, 2 号機械の場合と似たような状況であるが、無気噴射であり水上艦艇でも

あったが故に、対策の幅も多少は広がったようである。

以上、総じて水上艦艇の分野においても、潜水艦のケースと同様、2 サイクル複動ディーゼルを主機として用いようとした日本海軍の壮図は自らの造機技術の実力を弁えぬ拙速極まる、それ故に失敗を約束された技術的暴挙として記憶されるに値するであろう。渋谷は「一般に日本の内燃機械は性能を出すには驚くべき手間をかけたもので、戦争向きの機械とは言い得ぬ部が多かった」と総括している⁸⁷。

6. 海軍 11 号 10 型内火機械の構造ならびに改造経緯詳細

1) 気筒構造

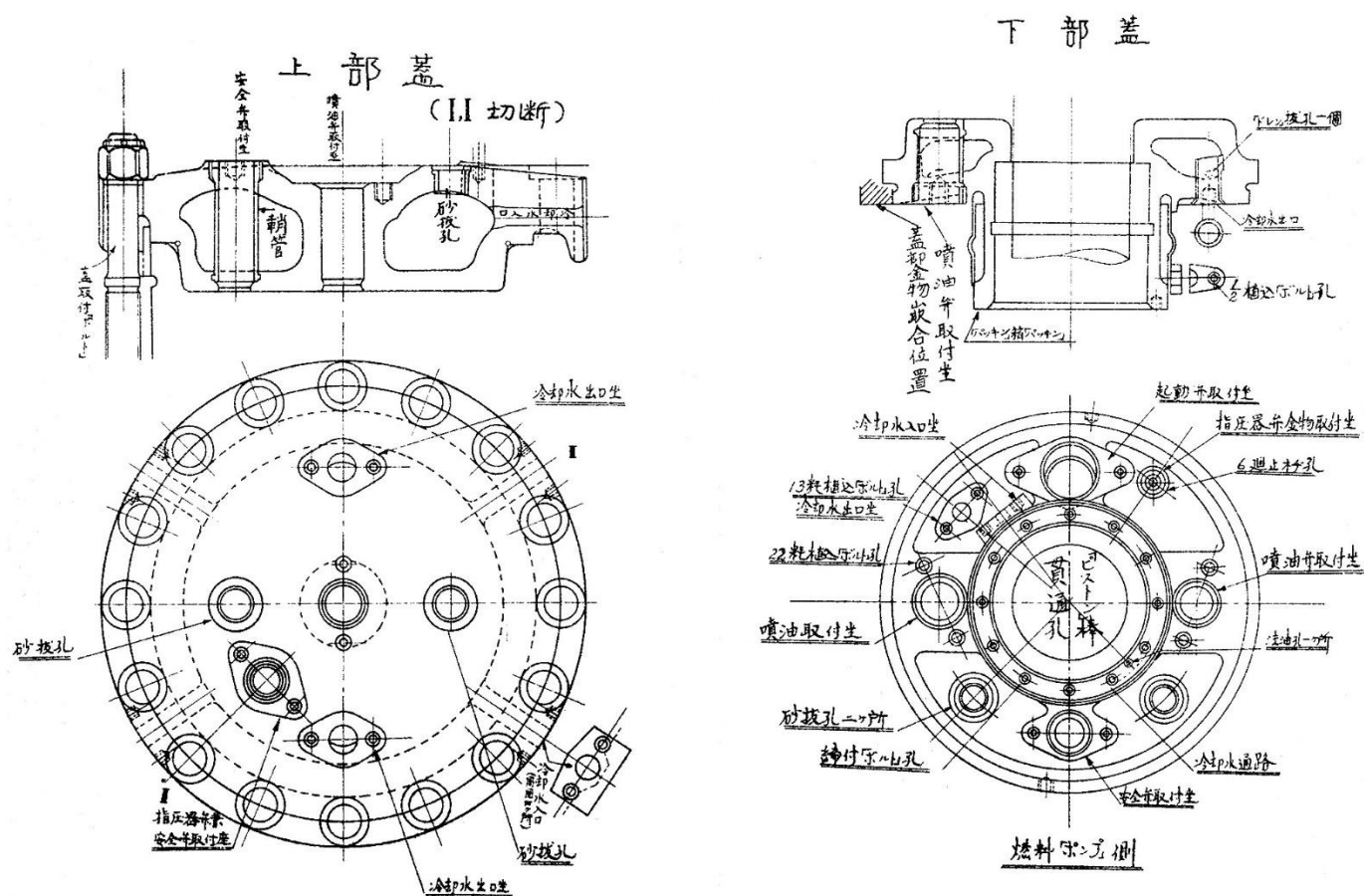
当初、気筒は鋼製で上中下の 3 分割構造とし、潜水艦用複動ディーゼル 1 号機械の経験に鑑み、はじめから気筒蓋付きで設計された。気筒上下部は当初、NiCr 鍛鋼製であったが、後に 0.45 炭素鋼製となった。気筒中央部は NiCr 鋳鋼製でスタートした(『軍艦大鯨機関機構説明書(機械)』はこの段階に照応する文書である)。しかし、内面とりわけ注油孔、ポート間部への縦疵と摩耗が甚大であったため、後に NiCr 鋳鉄製へと改められた⁸⁸。

上部気筒の圧縮比は約 16.6、下部気筒のそれは 18.6 に設定された。これは下部気筒の燃焼不良への対策の一環であったと考えられる。通常の複動ディーゼルとは逆に下部気筒に取付けられた起動弁にはボンベに蓄えられた 80kg/cm² の圧縮空気が減圧弁で 25kg/cm² に落された上で供給された(即ち、下部起動、上部燃料で発動)。もっとも、フルカンギヤで 2 機 1 軸化したユニットであるから、1 基が起動すればそのトルクによって他方を起動することが出来た。

図 I-6-1 艦本式 11 号内火機械の気筒蓋

⁸⁷ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』209 頁、より。

⁸⁸ 以下の記述は主として同上書、214~219 頁、に拠る。



『生徒 選修学生 内火機関教科書』第 58 図。

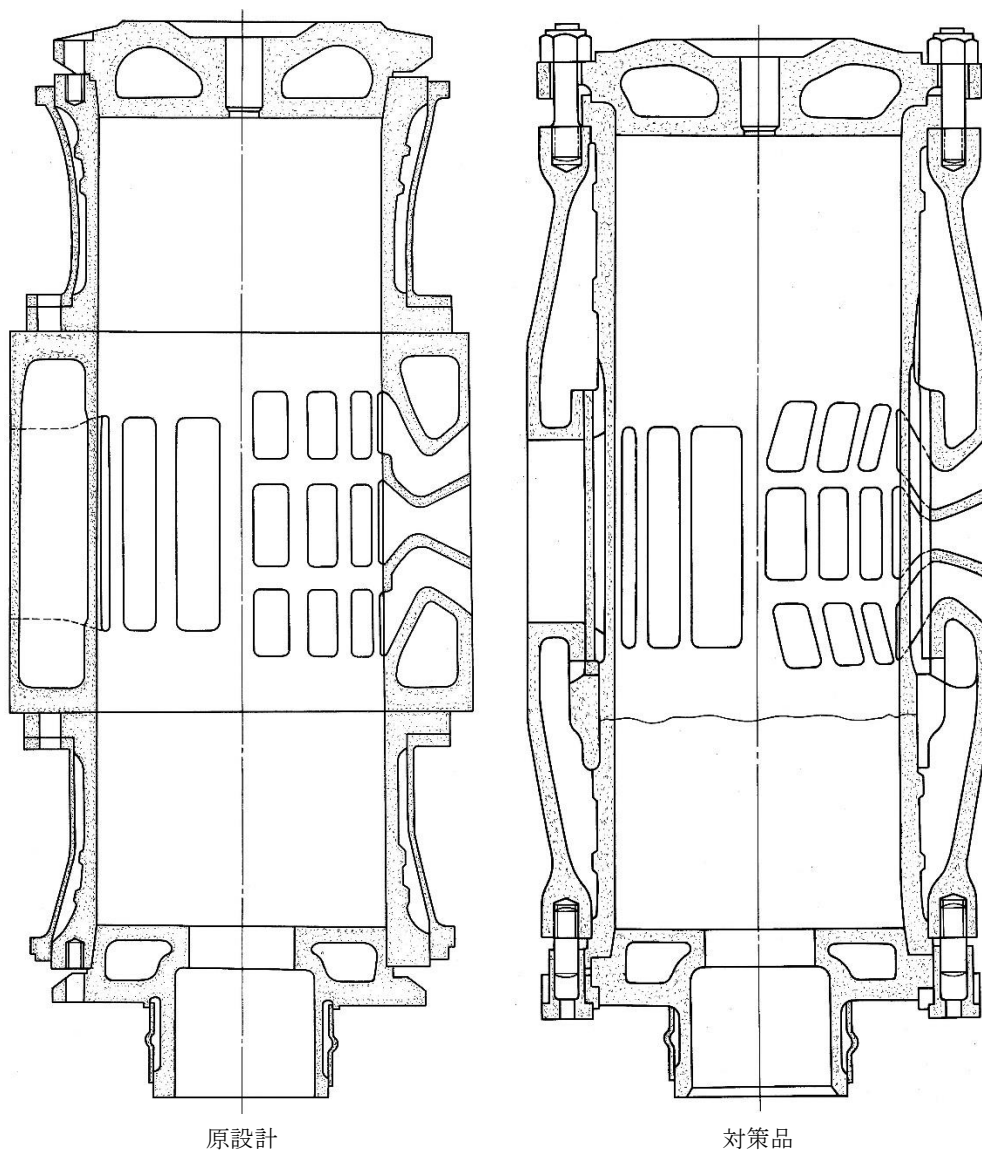
下部気筒蓋の直径が上部のそれに比して著しく小さく、取付けボルト孔も無いのはその外側に環状の抑環が嵌め込まれ、取付けボルト孔はそこに明けられているからである。この別体式抑環を有するモノの方が一体型下部気筒蓋よりも水圧試験による応力分布が良好であった⁸⁹。

しかし、中央部には上下部より激しい、微粉炭ディーゼルにおけるそれに匹敵するような摩耗が発生し、全力長時間運転後はピストン・クラウンが上下の段付き部と接触するに至るほどであったため、気筒はライナ入りに設変された。ライナ入りとしても中央部の摩耗は相対的にやや大であったが、概ね均一に近い摩耗が得られ、ライナ交換も容易であった。

なお、次に示す対策型の縦断面図から明かなように、気筒体自身もこの時、一体鋳造品へと改められている。潜水艦と比べて洋上艦艇においては気筒分解に際してのスペース的余裕が大であるから、これは鋳造さえ上手く行くなれば合理的な設変であった。

図 I-6-2 艦本式 11 号内火機械の気筒構造

⁸⁹ 『内燃機関設計計算書』 197 頁、参照。

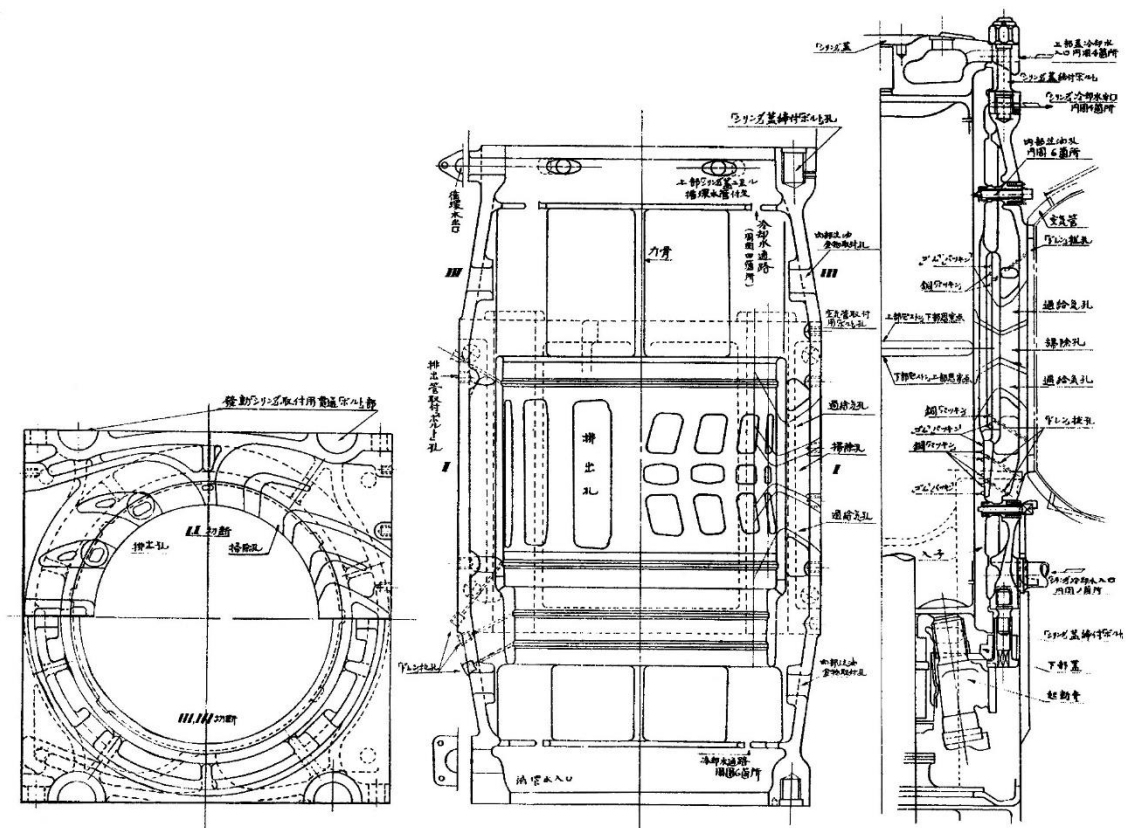


近藤市郎「舊海軍における大型複動ディーゼル機械の研究(下)」第 3, 4 圖。

『旧海軍技術資料第 1 編(2)』445 頁、Fig.3、446 頁、Fig.4。

次図は海軍機関学校の教科書から引いた気筒の図であるが、プロポーション的に右図は 11 号機械のそれとほぼ同定可能である。また、中央と左については 11 号ほどではないにせよ幾分ロングストローク目なそのプロポーションと分割面が描き込まれていない(潜水艦主機ではないらしい)状況とを考え合わせるに、13 号機械のモノとの推定を下す以外の所作は困難である。

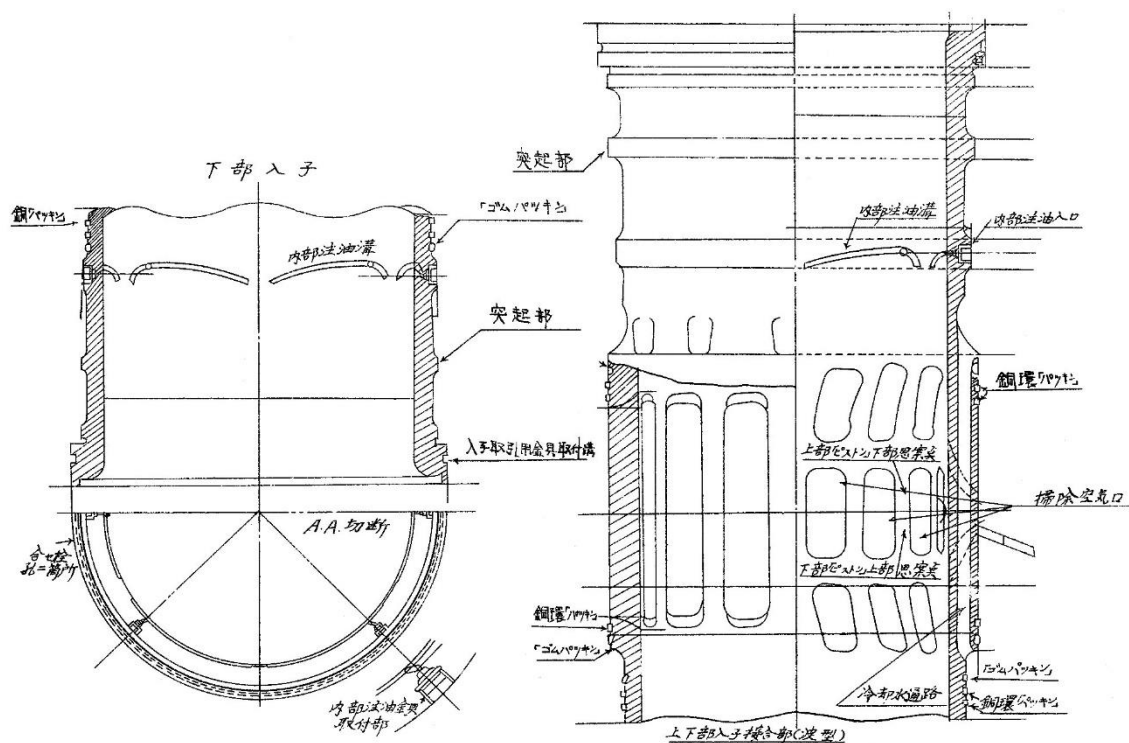
図 I-6-3 気筒体(中央)とライナ取付け状況(左右)



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 57 圖。

なお、この湿式ライナにおいても両端部に銅製ガスケット・リングを挟むためのフランジが、中程にポート部の座に突当る土手が成形されていたから、一体のままでは気筒体に押し込めない。このため、それは下から $\frac{1}{3}$ 辺りのところで上下に継ぐ形式となっていた。ただ、その改良後の接合面が図 I-6-2 右に示されるような破面状をなしていたのか、図 I-6-4、5 注記のように正弦曲線ないし波型をなしていたのかについては不明である。

図 I-6-4 艦本式 11 号内火機械の気筒組立とライナ



『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 4 圖。

2) 掃・排気ポート

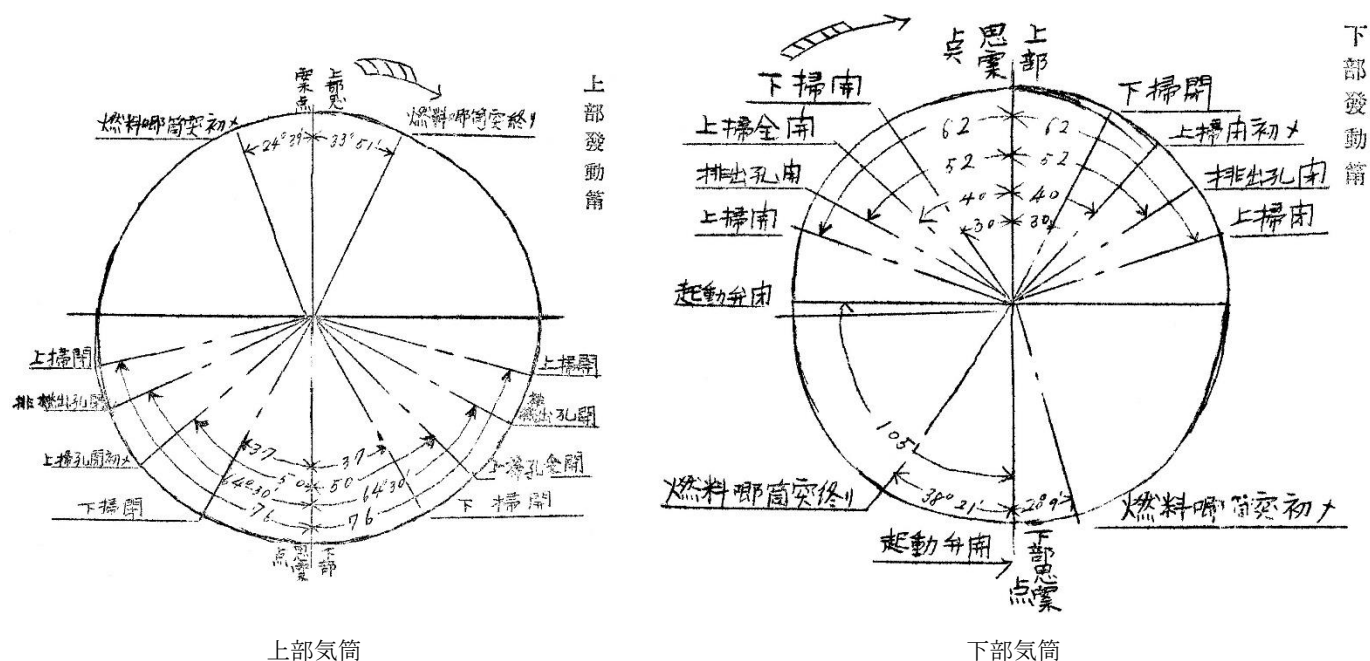
艦本式 11 号内火機械の気筒ライナの過給掃気ポート、つま 2 サイクル複動機関において 3 列ある掃気ポートの内の上下のそれが気筒内に開口する直前には次図右 2 葉に示されるような突起が設けられ、掃気流れに整流効果を及ぼしていた。

ところで、ズルツァ型の横断掃気法における病根の一つは掃気圧がピストンに大きな側圧を与え、これを対向する排気ポート側に押し付けるため、排気ポート側でライナやピストンリングに損傷を来すことであった。MAN の反転掃気法はこの問題から開放されていたが、熱い排気ポートと冷たい掃気ポートとを隣接させることから生ずる熱応力を逃れることは出来なかった。B&W タイプの履き弁付き単流掃気法と比べ、構造的にヨリ単純な方式は何れも相応の無理を内在させていた。

図 I-6-6 艦本式 11 号内火機械の掃気ポート詳細

11 号機械のポートタイミングは次のチャートに図式化されている。もともと、これは基本であって、その後、修正が加えられた可能性はある。

図 I-6-8 艦本式 11 号内火機関のポート・タイミング



『軍艦大鯨機関機構説明書(機械)』15、17 頁、第二圖。

細長いライナ形状からも十分に予想されることであるが、1 号内燃機械等に比して著しく長行程化された 11 号内燃機械においてはズルツァ型の掃気法式を以てしては良好な掃気効率を実現し難く、単筒試験機においては 20 種類以上の掃・排気孔配列が試された。

気筒は 1 号機械と同様、熱膨張を逃すため、中央部で架構にボルトオンされていた。しかし、独立気筒構造のため各気筒はそれぞれ振動し、各部締付ボルトに故障を来した。そこで、隣接気筒を現場合わせでボルトとキーに依り結合する方策が講じられたが、効果のほどは今一つであった。

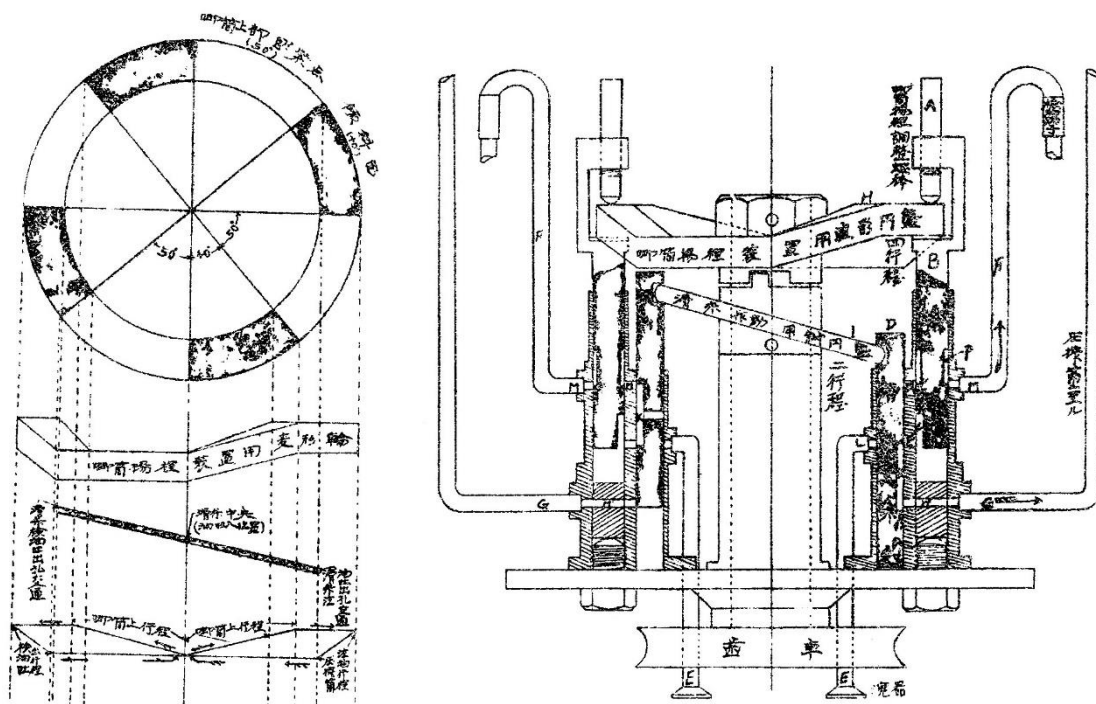
3) 内部潤滑システム

気筒には内部注油溝や内部送油入口といった気筒潤滑のための機構が造り込まれていた。艦本式 11 号機械の内部潤滑(気筒摺動面と下部気筒蓋スタッフィング・ボックス)は 8 基の Bosch 式潤滑油ポンプを用いる圧力注油方式に依っていた。このポンプは 1 基当り 8 本のプランジヤを有する筒型ポンプで、「唧筒揚程装置用波型円盤」によってプランジヤを往復動させると共に回転斜板によって滑り弁を開閉し機関回転数に比例する油を送り出す。但し、ポンプ伝動装置には可変速機構が組込まれ、必要に応じて送油量を手動加減することが出来た。

気筒への注油法も種々、試みられ、前々図の如き“へ”の字型や八の字型の油溝、上中下

の気筒部間隙からの注油、高粘度潤滑油や黒鉛の添加等が試験されたものの、遂に最適化には至らなかった。

図 I-6-9 Bosch 給油ポンプ

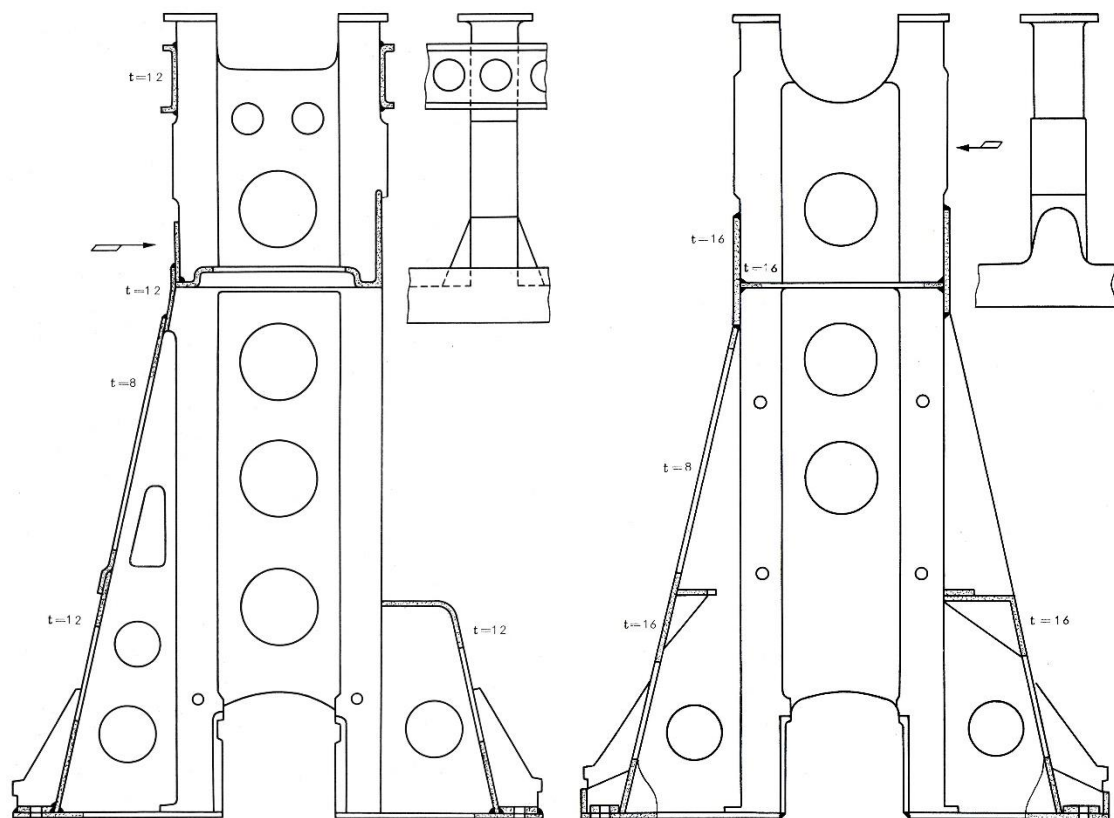


同上書、第 52 図。

4) 架構構造

架構は 5 気筒分を一体とし、これを 2 つ結合する設計で、前後ピースとも支柱部を 10~14mm 厚の鋳鋼とし、側板として 8~12mm 厚の、底板には 18mm 厚の船体用鋼板を溶接して組立てられた。しかし、単筒機関においてさえ問題を生じていたこの部分は実用 10 気筒機関においても案の定、欠陥を露呈し亀裂事故を多発させた。このため、支柱部鋳鋼部材の肉厚は 18mm に、側板鋼板は 12mm 部を 18mm に改める「重大な改造」が実施され、亀裂発生部位における肉の流れの平滑化が図られた。支柱ボルトも増径された。

図 I-6-10 艦本式 11 号内火機械の架構構造(オリジナルと改正後)



原設計

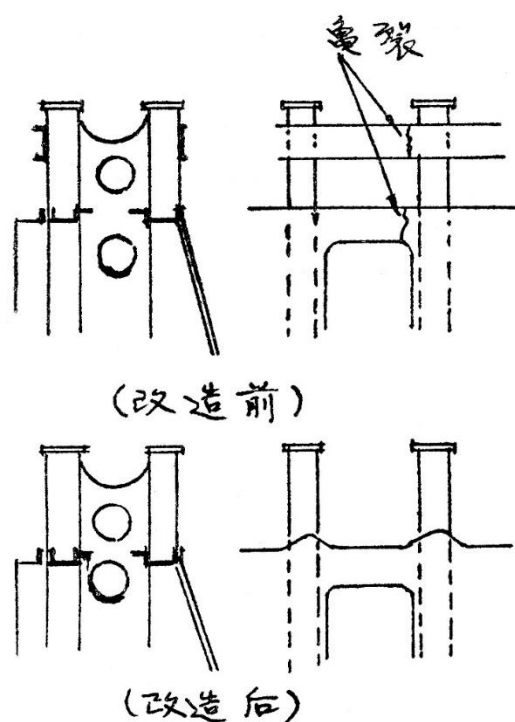
対策品

近藤市郎「舊海軍における大型複動ディーゼル機械の研究(下)」第5圖。

『旧海軍技術資料第1編(2)』447頁、Fig.5-1、448頁、Fig.5-2(ヨリ鮮明なこちらを用いた)。

亀裂発生と形状変更については松尾もほぼ同様の図解を与えていた。

図 I-6-11 艦本式 11 号内火機械における架構の亀裂発生と対策状況(側板補強と横梁廃止)

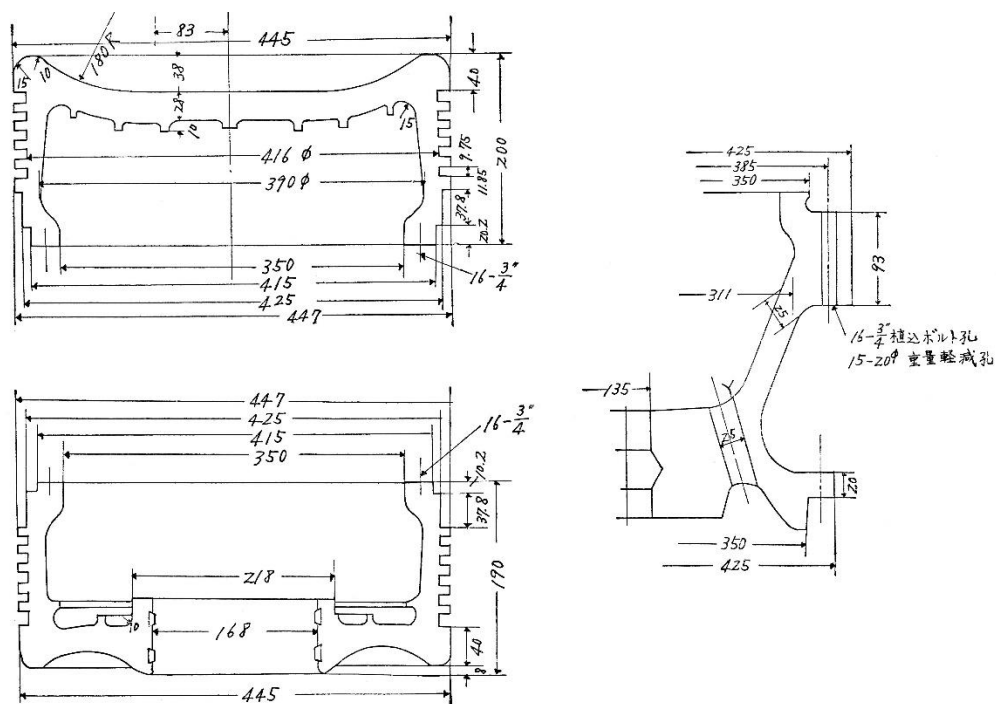


松尾「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第5図。

5) ピストン

11~13号内燃機械のピストンも当初は上下ピストン・クラウンを鼓型金具に締付け、鼓型金具をピストン棒に締付け、下部ピストン・クラウンとピストン棒との間には波型油止環を配して油密・気密を保持する構造であった。しかし、波型油止環部のピストン棒は甚だしく腐蝕し、防蝕塗料(フレンジボリス)を塗布したり防蝕環を嵌めたりしてみたが改善効果は乏しく、最後には1,2号機械の場合と同様の固定挟込式へと変更された。

図 I-6-12 艦本式 11 号内火機械の上下ピストンクラウンと鼓型金物(オリジナル設計)



『内燃機関設計計算書』102 頁、第 105 図、103 頁、第 106 図、105 頁、第 108 図。

ピストン高さは潜水艦用複動主機などより高く 640mm に設定され、ボアが 20mm 小さいためにヨリ一層、細長いシルエットとなった。上下のピストン・クラウンは普通鍛鋼製であり、上部燃焼室は当初、球状を呈していたが、図 I-6-12 のような浅皿型に変更された。下部燃焼室においては燃料噴霧をピストン棒と下部クラウンとに直撃させず、高い燃料分散性が得られるよう配慮がなされねばならなかった。各部水圧試験圧力は次表の通りである。

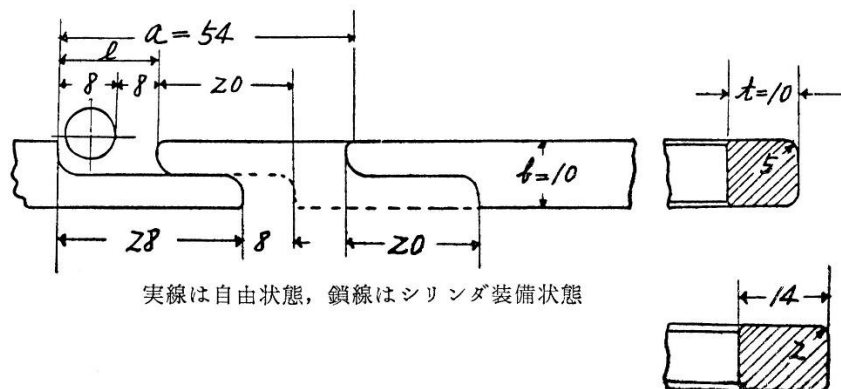
表 I-6-1 大鯨主機の各部水圧試験圧力表

名 称		試験圧力 kg/cm ²	名 称		試験圧力 kg/cm ²
発 動 筒	上 部	70	燃料ポンプ		750
	下 部	70	噴 油 弁		750
	上下部水衣	7.5	起 動 空 気	減圧弁箱	120
	中 央 部	10		管制弁箱	50
	中央部水衣	7.5		起動弁箱	50
吸 鍰	燃 焼 側	70	安 全 弁 箱		50
	油 室 側	9	滑座冷却油室		5
	波 型 環	50	排 出 管		7.5
	組立後の油密試験	10	掃除空気室		1
主 機 操 縦 弁 箱		50	内部注油戻止弁箱		50

『軍艦大鯨機関機構説明書(機械)』128 頁、より。

ピストンリングとピストン胴環は摩耗絶大部位で、ピストンリングは角の丸みを大とし、上下部リング (上下のトップリング)には厚みを大きくし、所謂、除圧型とした。

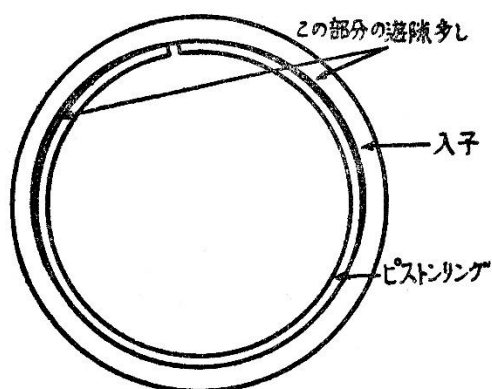
図 I-6-13 艦本式 11 号内火機械のピストンリング



『内燃機関設計計算書』110 頁、第 112 図。

これはリングの張力を均等とすれば合口に近い部分では張り出しが強まり過ぎてリングの角当りと気筒内面への密着不良を生ずることへの対策であったと考えられる。

図 I-6-14 リングの角当りと密着不良

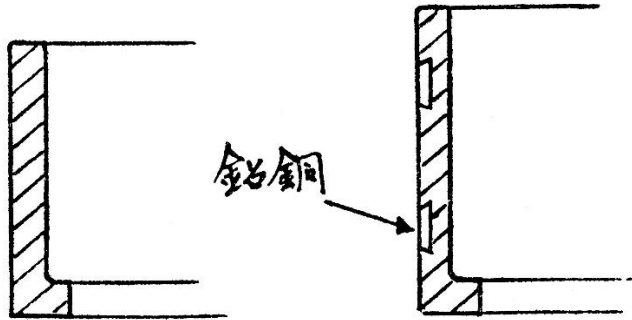


大江『詳説 船用ディーゼル機関』99 頁、第 92 図。

胴環は当初、2 本であったが、3 本へと改められ、摺動受圧面積を増大させた。最終的には胴環摺動面に鉛銅^{ケルメット}(Cu7-Pb3)の帯を圧入することでその滑りが改善された。益々、弾帯じみて来たワケであるが、その亀裂脱落等の事故が発生し、一様な圧入法に関する規準が設定

されねばならなかった⁹⁰。

図 I-6-15 胴環：オリジナルから鉛銅嵌入型への変更



松尾「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」

さて、オリジナルの 11 号内火機械について解説した『軍艦大鯨機関機構説明書(機械)』9 頁にピストン 1 個の組立重量は 459kg とある。オリジナルであれ対策型であれ、複動機関のピストンを組み立てようとするればピストン棒を除外することは出来ないし、整備に当ってピストンを引抜く場合もピストン棒から上を引抜くワケである。現在の大形単動ディーゼルにおいても云々されるのはピストン棒を含む「ピストン引抜き重量」である。

450mm ボアの複動機関のそれとして 459kg は如何にも軽く、この倍あっても良いように想われるが、これは P_{max} も b_{mep} も現在と比べて格段に低い機関であり、ピストンの背丈も現行の超ロングス・トローク機関より遥かに寸詰まりであるが故の軽量性であったのであろう。

6) スタッフィング・ボックス

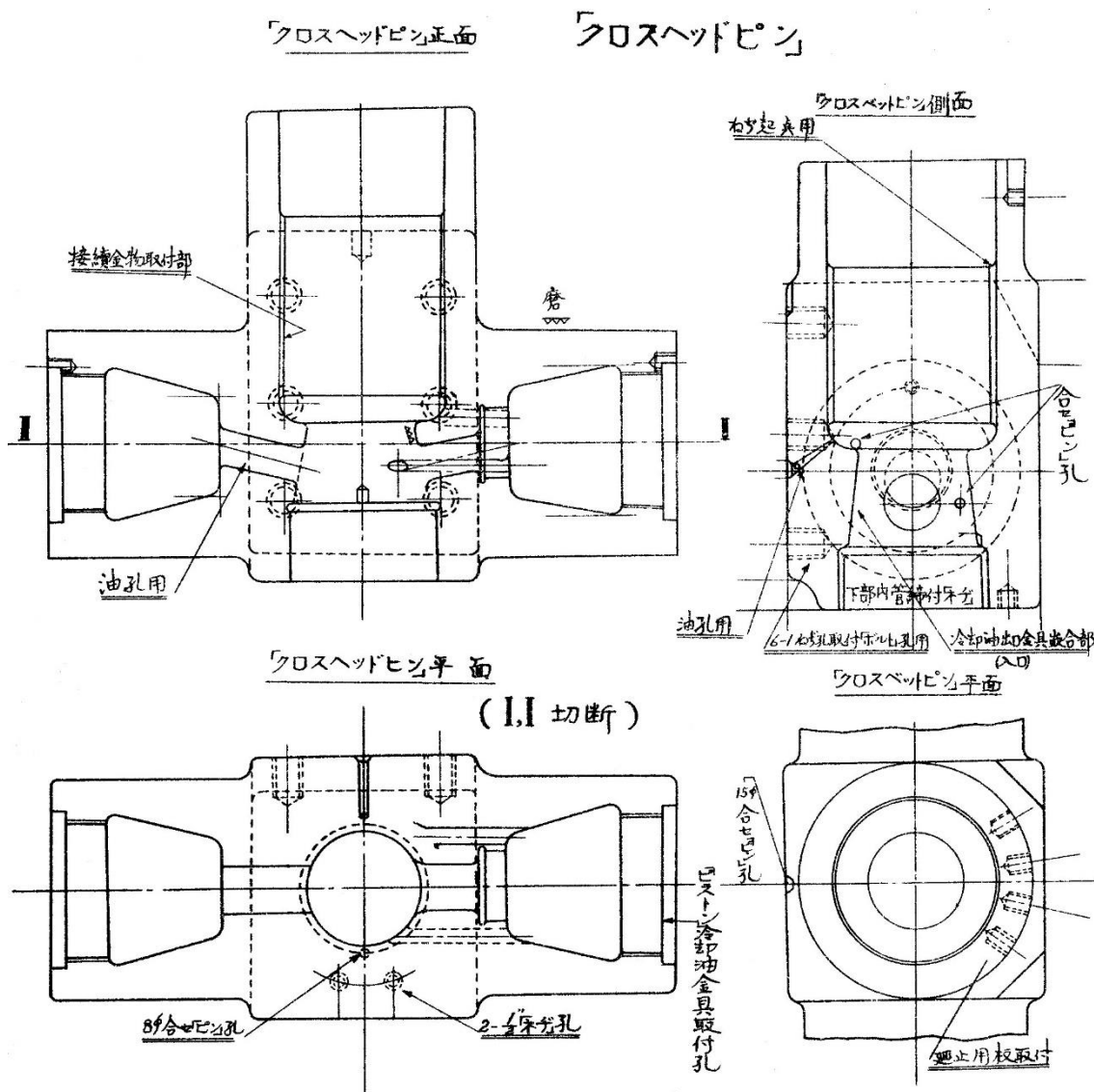
下部気筒蓋のスタッフィング・ボックスは 4+9 段構成で、1, 2 号内燃機械のそれより改善されていたのであろうが、発生力量とピストン速度の増大に伴い、火止めリング及びガス止めリングの摩耗折損が抑制出来ず、材料、潤滑面における改良も奏功しなかった。何よりも、気筒自体の摩耗が大であったため火止めリングとピストン棒との遊隙を理想とされた値より大きく取らねばならなかったところに基本的な制約があった。そして、この点を考えるにつけ、後程、紹介に及ぶような片ガイド式ではなく、両ガイド式のクロスヘッドが欲しかったというのが運用部隊の本音だったのではなかろうか？

図 I-6-16 艦本式 11 号内火機械の下部気筒蓋スタッフィング・ボックス

⁹⁰ ケルメットの配合については渋谷文庫 21-040「艦艇機関ノ進捗状況ニ就テ」25 頁、参照。

れた⁹¹。

図 I-6-17 艦本式 11 号内火機械のクロスヘッド・ピン(滑頭栓)



『生徒 選修学生 内火機関教科書』第 11 図。

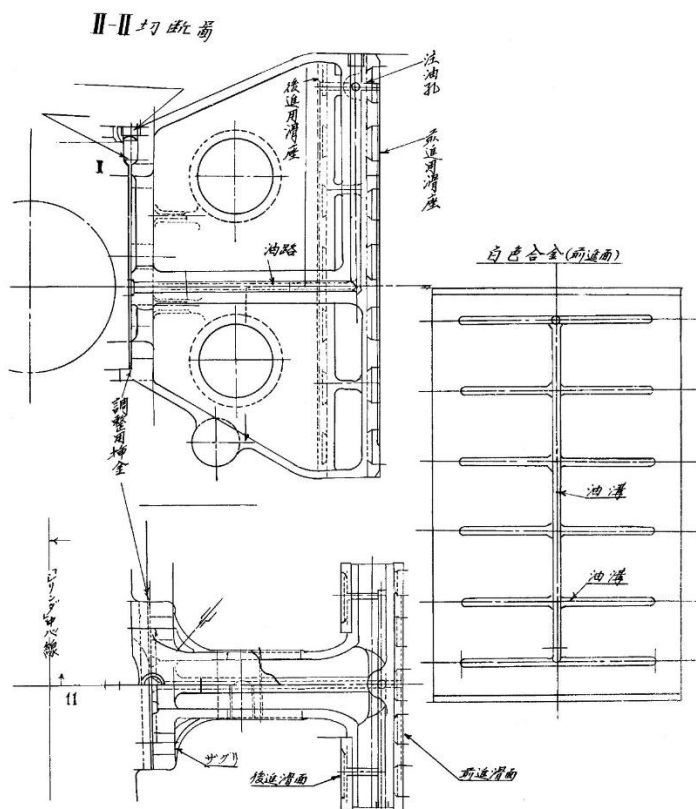
クロスヘッド・ピンを担持する滑り金の構造は次図に示される通りである。ピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合法が異なっているとは言え、この構造は A.E.G. の単動機関のそ

⁹¹ これを含む艦本式複動機械主要各部品(クランク軸、架構を除く)の工作体系は日本経済聯盟會調査課編『多量生産方式實現の具体策』(山海堂、1943 年)の 2 つ目の折込図に示されている(国会図書館デジタルコレクションでも容易に閲覧可能)。もっとも、かくも無駄に複雑な内燃機関を弄ることが「多量生産」に対して持つ本質的デメリットに係わるあからさまな指摘は同書の何処にも見られない。

れと類似である⁹²。

もっとも。片ガイド式のクロスヘッドなら大概、かような格好にはなる。むしろ、繰り返しになるが、当時の日本の実力からすれば、MAN の DZ や MZ のそれなどに影響されることなく、両ガイド式のクロスヘッドとしておいた方が無難であったろう。戦後直ぐの商船用大形単動 2 サイクル・ディーゼル機関においてさえ、ズルツァ、B&W、三菱 MS 等、両ガイド式クロスヘッドの方が多数派をなしていた程であるから⁹³。

図 I-6-18 艦本式 11 号内火機械のクロスヘッド滑り金



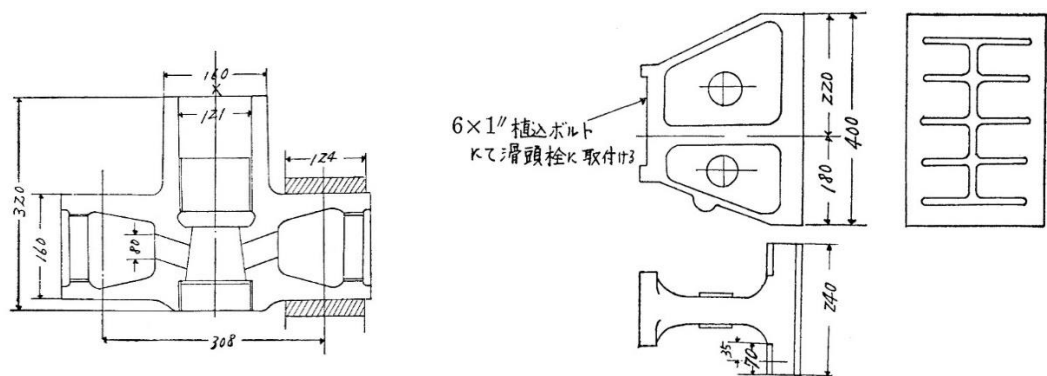
海軍工機學校『普通科機関術練習生(掌内火機械術専修)教程 機関術教科書(内火機械) 附図』1941 年 11 月 1 日、第九圖。

『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 12 図もほぼ同じ。

図 I-6-19 艦本式 11 号内火機械のクロスヘッドの主要寸法

⁹² 濱部・長尾『船用機関及陸上用内燃機関』292 頁、第 295 圖、参照。

⁹³ 山根『ディーゼル機関の実際』293 頁、参照。



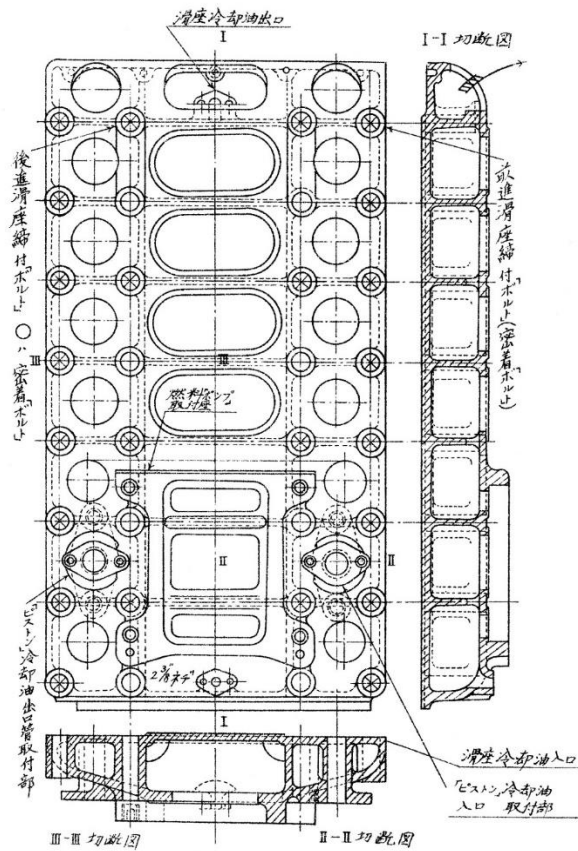
クロスヘッド・ピン(滑頭栓)部

滑り金(側面図、背面図、平面図)

『内燃機関設計計算書』96頁、第94図(改)、97頁、第96図。

11号機械におけるクロスヘッド・ガイドシュー(滑り座)は次図に示されるような1, 2号機械と同様のモノであった。但し、クロスヘッドが片ガイド式となっていたから、これが1つしかなかった点が異なる。当初、このガイドシューには油冷が必要と考えられていたが、陸上運転の結果、冷却は不要と判明し油孔には盲栓が施された。

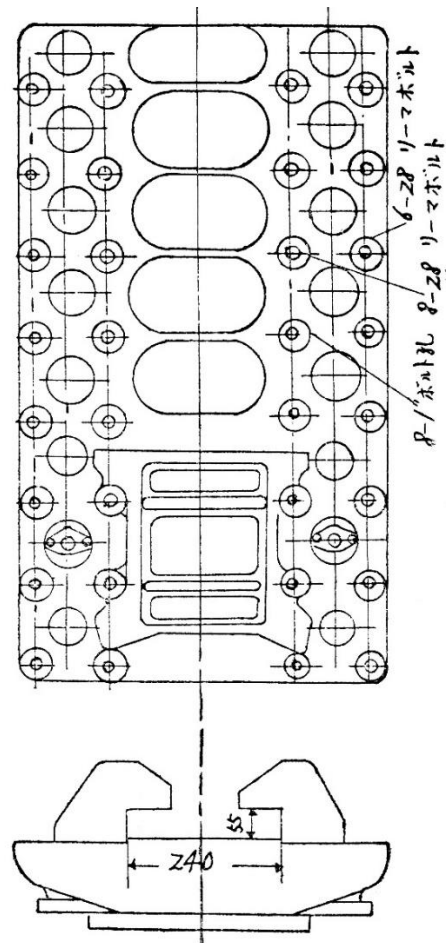
図 I-6-20 艦本式 11 号内火機械のクロスヘッド・ガイドシュー(滑座)



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 14 圖。

片ガイド式のクロスヘッドであるから前進用のガイドシューには後進用のガイドシューが附属せしめられる格好になっていた。次図に示される $240 \times 55\text{mm}$ の空間に滑り金の“T”の横バーが嵌まり込むワケである。

図 I-6-21 後進側ガイドシューを組付けられた艦本式 11 号内火機械のガイドシュー



『内燃機関設計計算書』98 頁、第 100 図。

片ガイド式クロスヘッドにおいて前・後進用ガイドシュー面積がかような非対称で持ったのは後進回転時間は限られているから、後進時にスラストが作用する側は相対的に小さな負荷能力で済ませられたからである。

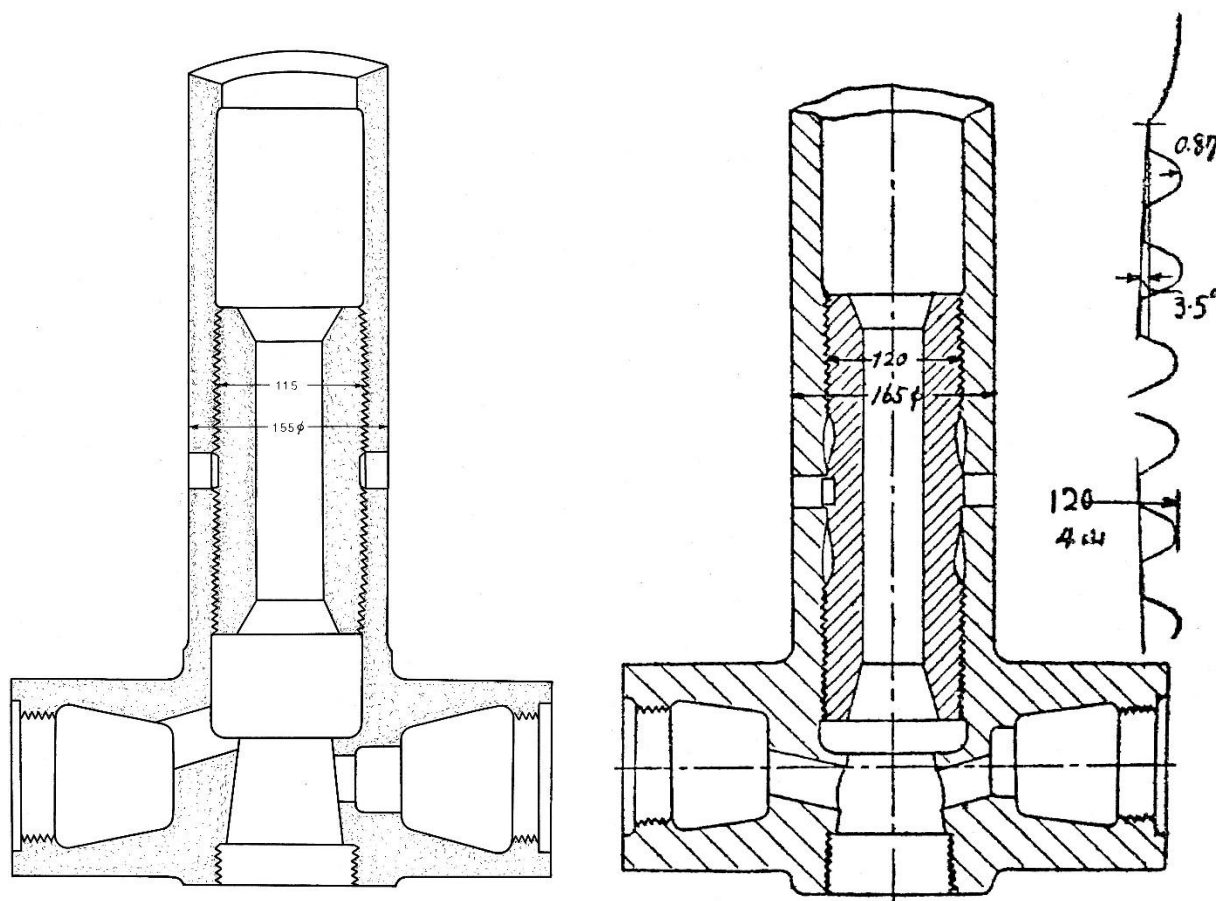
8) ピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合法

最大のトラブルメーカーであった 11 号機械オリジナルのピストン棒とクロスヘッド・ピンの結合は左右ネジの切られた接続金物＝中空ターンバックル・シャフトを用いる 2 号内火

機械にも譲られる方式に依っていたが、ピストン棒ネジ部に切損を生じたのでピストン棒の直径が当初の 155mm から 165mm へとアップされると共に、旧来のネジ形状、寸法、工作法を改め、次図に示されているようにピストン棒とクロスヘッド・ピンとの結合ターンバックル・シャフト(接続金物)の上下ネジ部端においては雄ネジのネジ山を先の方に向かって削り落として行く漸減ネジが導入された。

これは現在の漸減ネジ、即ち CD ボルトにおけるそれとは逆の考え方であり、その効果の程は不明であるが、恐らく、こじられた時のために雄ネジの方にある種の逃げを用意しておき、曲げモーメントに因る応力集中を回避しようという亀裂・折損対策上の狙いがあったのであろう⁹⁴。

図 I-6-22 艦本式 11 号内火機械のピストン棒・クロスヘッド結合部

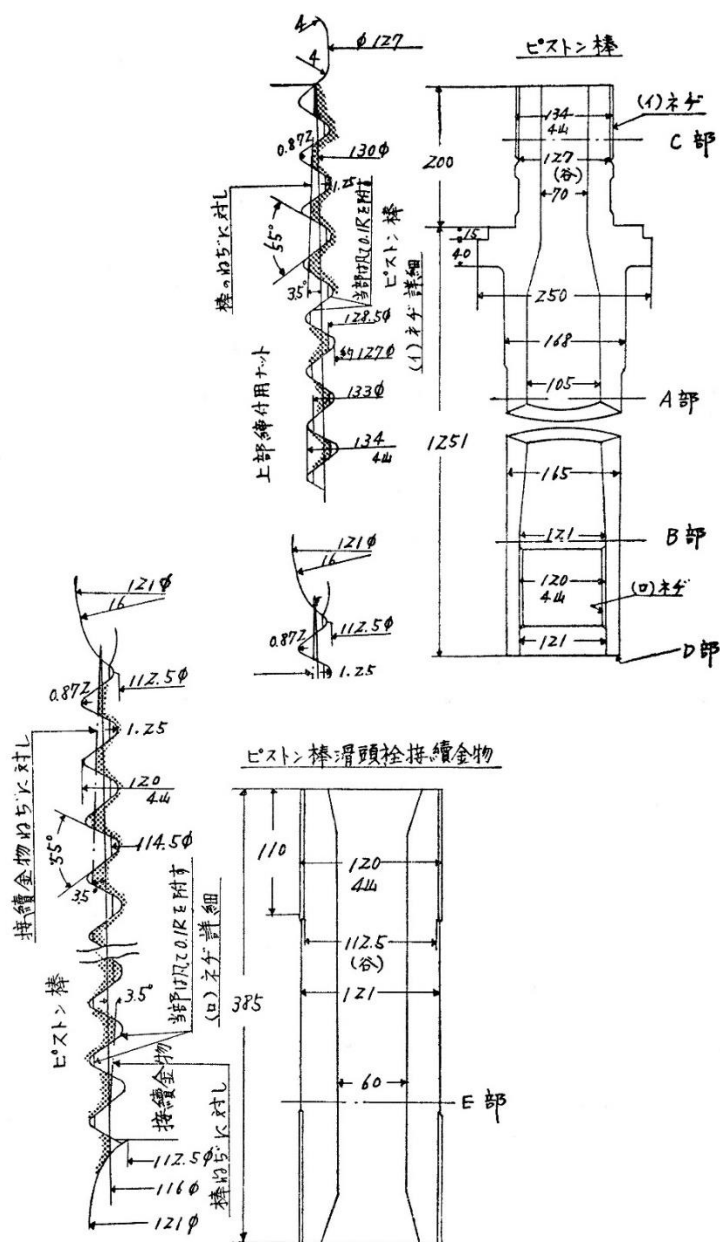


⁹⁴ なお、ピストン棒を 170φとし、上方から長い中空ネジを以て外筒を貫き、クロスヘッド・ピン側に雌ネジを切ってナットとするような設計も強度計算の段階において試されたようであるが、その詳細については不明とせざるを得ない。これについては『内燃機関設計計算書』196 頁、第 185 図、11-170GC 型、参照。

中間対策品(Ni-Cr-Mo 鋼)

『旧海軍技術資料第1編(2)』449頁、Fig.6-1(左はヨリ鮮明なこちらから採った)。

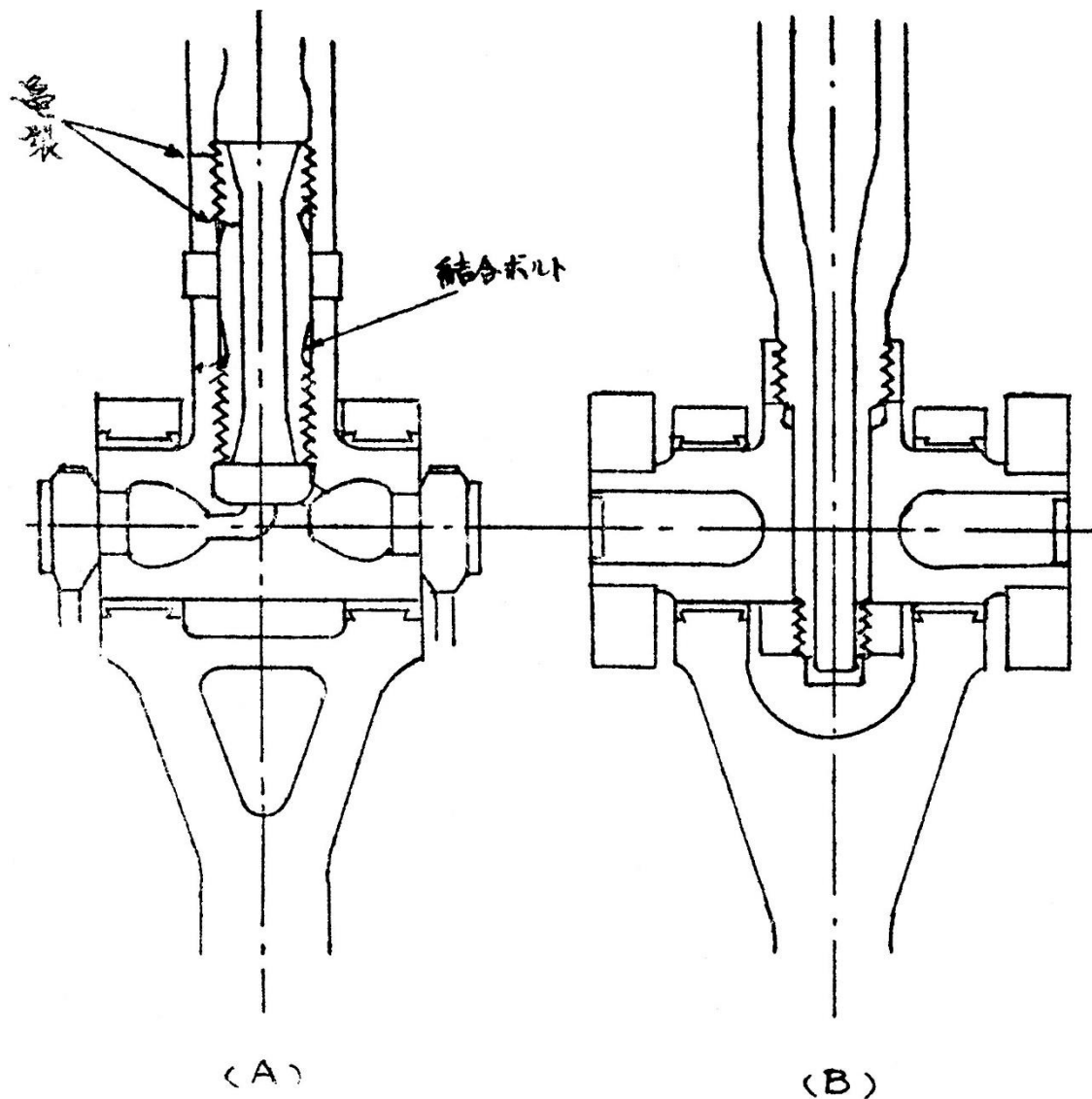
図 I-6-23 中間対策品の詳細



123

先に渋谷と長野の回想に見た基本方針に沿って 0.45 炭素鋼から Ni-Cr-Mo 鋼への材料変更が実現していることに注目したい。この材料転換のみならず、ネジの仕様変更までもがなされねばならなかったワケである。もっとも、それでも尚、飽き足らず、後に 11 号のピストン回りには固定挟込型ピストン/ピストン棒結合法と両ナット式ピストン棒/クロスヘッドピン結合法が導入され、これが「根本対策」となった点については第 5 節にて述べておいたが、後者の具体的状況については次図に示される通りである。

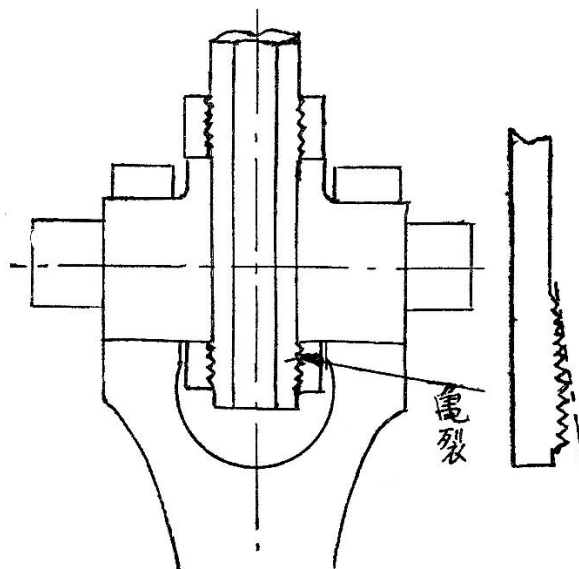
図 I-6-24 艦本式 11 号内火機械におけるピストン棒/クロスヘッドピン結合法の変更



松尾「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第 6 図。

しかも、松尾はこの図を掲げる前に 1, 2 号、11 号機械に共通する問題としてのピストン棒亀裂(切損)について語り、そこでワザワザ「1. 2 号機械のピストン棒下部結合部」のキャプションを有する次のような図を掲げていた。現代の CD ボルトに近い雄ネジの漸減様式に注目したい。

図 I-6-25 艦本式 1, 2 号内火機械におけるピストン棒/クロスヘッドピン結合部



松尾「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第 1 図。

本図は両ナット方式への変更が 1, 2 号機械にまで及んだということの証拠に他ならない。つまり、これは決して松尾の事実誤認などではなく、実勢を正しく反映した記述であると筆者は考える。松尾の説明は次の通りである。

状況：ピストン棒の亀裂は後記の十一号機械にも共通して最も多く最も困った問題であつた。これはピストン棒ネジ部に亀裂の入る致命的なものであり(第 1 図)新造後数ヵ月(総回転数、数百万)の使用で発見されるものであつた。……中略……

亀裂はネジ部の端部に多かつたが中央部にもあり一定せず、亀裂部に掻き疵あるものもあり、ネジの焼著したものもあつた。材質(クロムモリブデン鋼)不良と認むべきものは殆んどないが過熱と認められるものを発見したことがある。

原因：材料の熱処理に むら があつた。衝撃値(シャルピー17kgm/cm²)その他の要求が厳しいので之に適合させる為、水焼入をした製造所もあつた。ネジの機械仕上が粗く表面精度の影響が応力を大きくした。組立の場合ネジ部に塵埃介入の懸念があつた。ピストン棒の事故は本型機試作開始以来の重大研究事項であつて、設計上、工作上的改善はあらゆる点について実施された末であり、残る改善点は上記のような精緻なものと認められた。

対策及び実施：工作法を一定して過誤なからしめることとした。材料及び機械仕上の

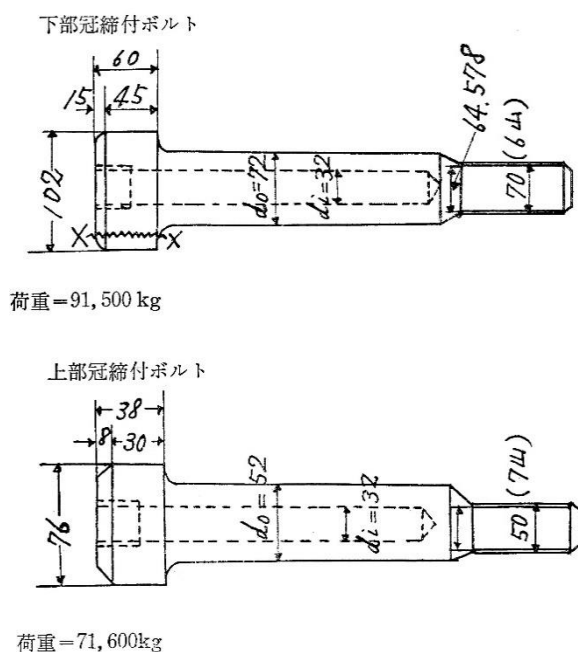
工事実施を指定製造所に限定した。(指定製造所にはネジ切り用特殊精密設備を準備した) 仕上検査を厳密にし全数磁気検査を実施した。ネジの始終部高さを漸減してこの部の応力集中を避けた⁹⁵。

この「対策及び実施」内容についても既に第 4 節終り近くで瞥見しておいた通りである。

9) 接合棒回り

^{コネクティング・ロッド}接合棒^{コネクティング・ロッド}に関してはクランクピン・ボルトの切損による架構損傷事故が発生したため、同ボルトのネジ形状が改善された。図 I-6-26 の上がその対策前の姿である。対策後のそれについては不明である。

図 I-6-26 艦本式 11 号内火機械の接合棒軸受冠ボルト(対策前)



『内燃機関設計計算書』89 頁、第 81 図、82 図。

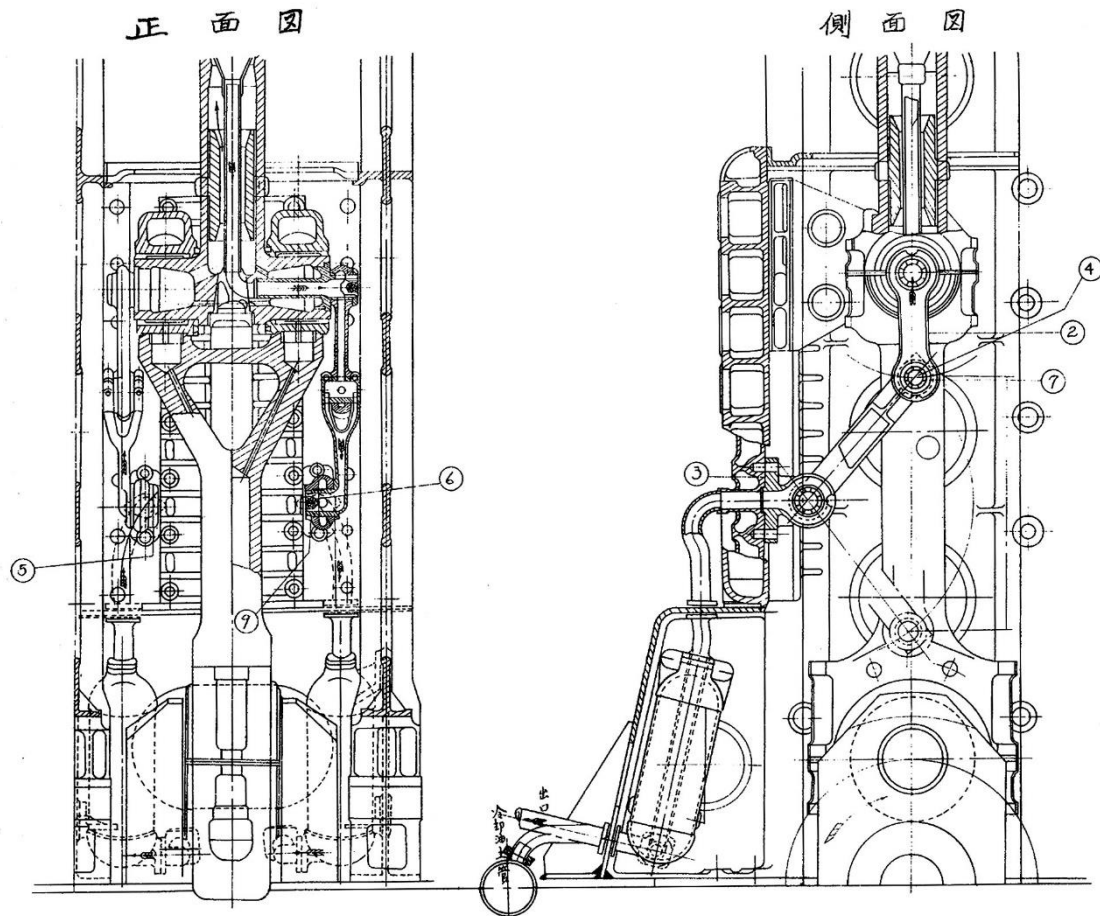
それにしても、鍛鋼製の桿部と鋳鋼製のキャップから成るこの接合棒は軽量化に腐心した極めて手間のかかる製造工程の産物であった。

図 I-6-27 艦本式 11 号内火機械の接合棒と軸受冠

⁹⁵ 松尾 務「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」より。なお、水焼入れをするというコトは航空発動機材料になぞらえれば曲軸鋼乙種と指定されているところを同甲種に切替えてしまうような所作であり、機械的強度の値は出し易くなる反面、その靱性は低下する。発動機材料とその熱処理についても拙稿「三菱航空発動機技術史 I~III」の I と II で論じられている。

肘金物を用いたピストン冷却機構においてはピストンの運動に因る急激な油圧変動が生じ、その瞬間的最高圧は 30kg/cm^2 に達した。鋳鋼製肘金物は当初、四角断面を有していたが亀裂多発のため〇〇断面に変更されたが、最終的には継目無鋼管が使用された。また、緩衝用の空気室の空気が短期間に失われるため、瑞穂の機械においては入口側空気の補給機構が実験的に採用された。

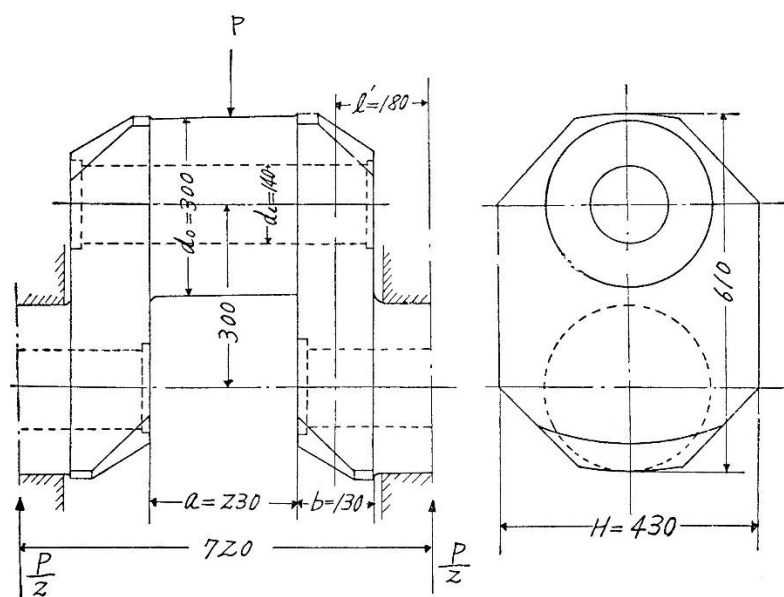
図 I-6-29 艦本式 11 号内火機械のピストン冷却油肘金物系統



『生徒 選修學生 内火機關教科書』第 69 圖。

機種名不記載ながらシリンダ・ピッチとストロークとの比から 11 号機械と同定出来る。

図 I-6-30 艦本式 11 号内火機械のピストン冷却油肘金物系統各部寸法

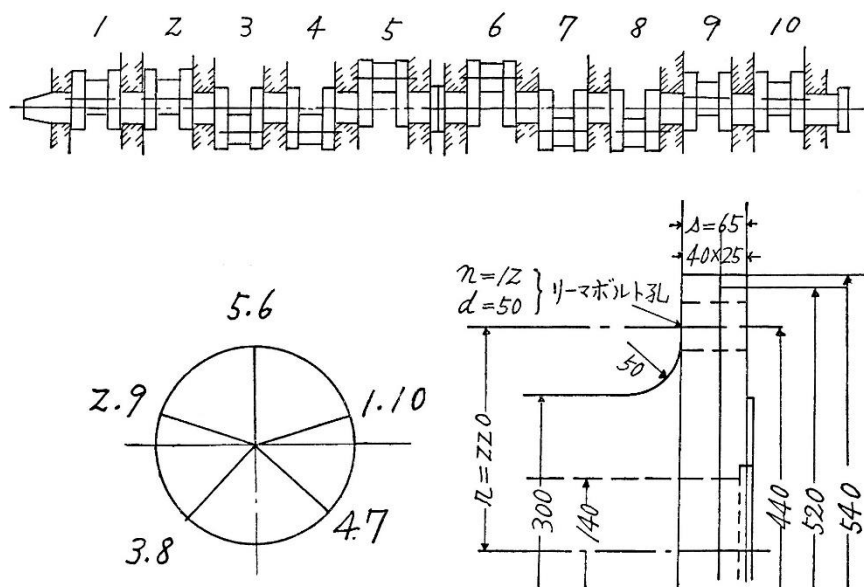


『内燃機関設計計算書』80頁、第69図。

なお、少なくとも開発当初において、このクランク軸の前端には艦本式振り振動回避装置が取付けられていたのではないかと推定される。しかし、この装置の嵌脱機構を常時、中間状態に置き、海外のそれに似た振り振動減衰装置とするアイデアが^{ダンパー}広工廠の末松 茂技師によって着想され、11号内燃機械において従来の回避装置との比較試験の結果、その優秀性が証明されたため、爾後、広廠式振り振動防止装置として海軍で建造されるディーゼル艦艇全てへの装備される旨、決定に至っている⁹⁶。

図 I-6-32 艦本式 11 号内火機械のクランク全体配置と結合部フランジ

⁹⁶ 村田正之「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史（艦艇用内燃機関 その1-2）」、図11の辺り、同「海軍時代の恩師を偲ぶ」（海軍造機会『回想録』118-119頁）、参照。村田氏は広工廠造機部の青年技師としてその開発グループにおいて重要な役割を演じた。

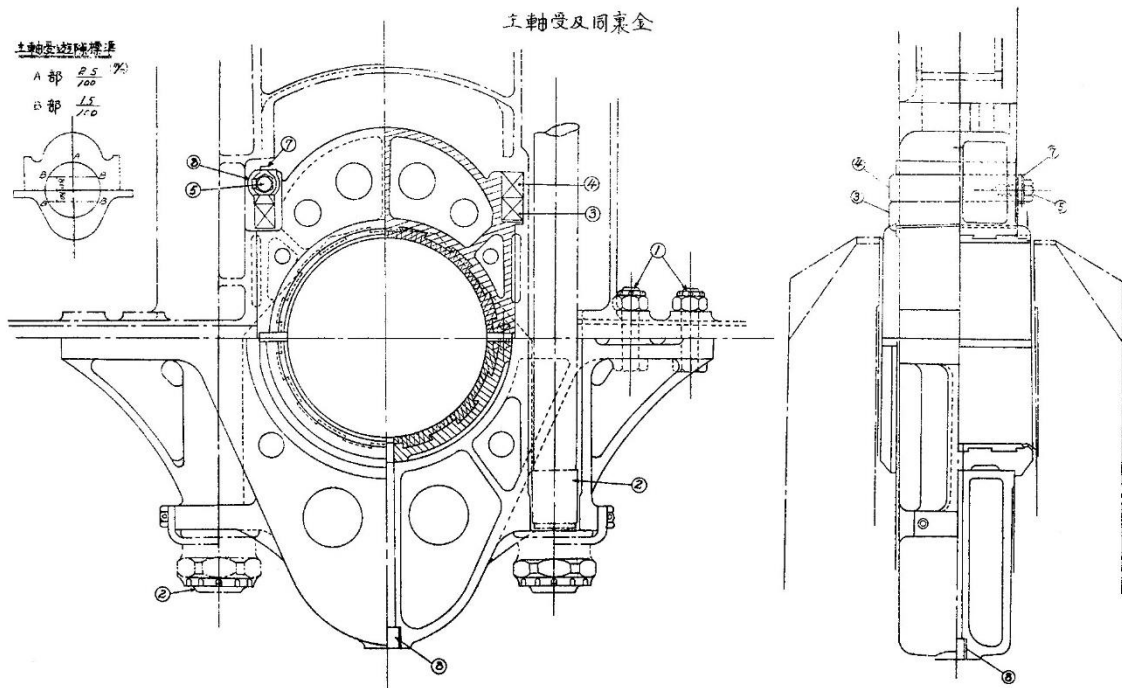


『内燃機関設計計算書』81 頁、第 70 図、第 71 図。

スローの配置は 72° 間隔である。

主軸受はハンガータイプであったが、11 号内火機械の主軸受にはスラスト軸受を有する基準主軸受は無く、スラスト軸受は機関外部、フルカン・カップリングの手前に設置されていた。推進器のスラストが此処に伝わるワケではないので、それは半ば名目的なスラスト受けであった。

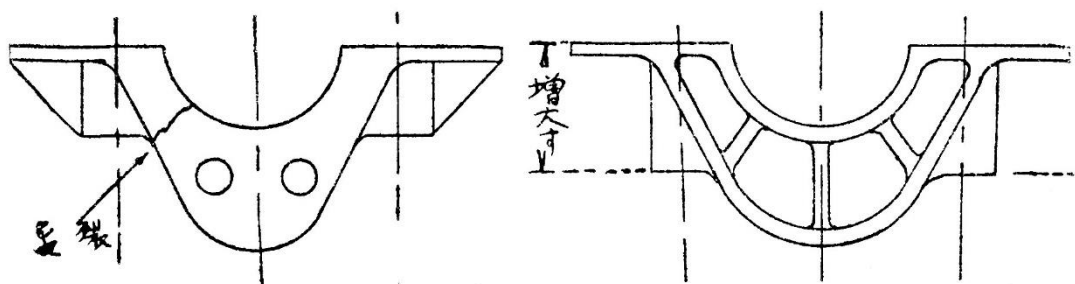
図 I-6-33 艦本式 11 号内火機械のハンガー式主軸受



『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 21 圖。

ハンガー式主軸受の上部冠は支柱の突起に両側それぞれ 2 本のキーで緊締される方式であった。下部主軸受冠は当然、支柱ボルトによって締付けられた。しかし、この部分の大多数にも数か月の使用で強度不足に因る亀裂が発生したため、増寸と応力集中排除とから成る設変が実施された。

図 I-6-34 ハンガー主軸受冠の設変



松尾「旧海艦船ディーゼル機関の故障欠損について(その一)」第 10 図。

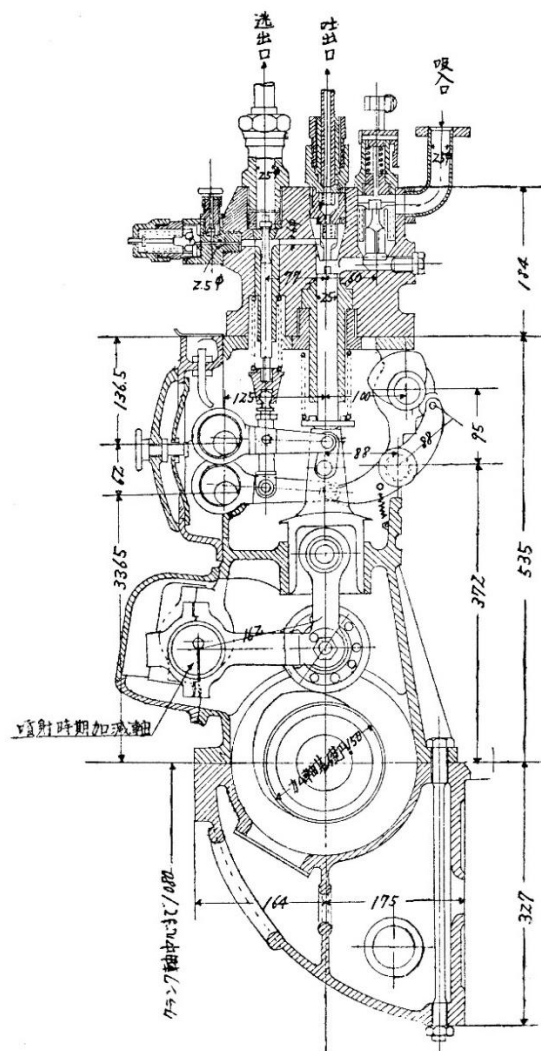
燃料噴射ポンプにおいては瞬間的に発生する 1000kg/cm^2 を超える高圧力のため、ポンプ各所のコーナー部に亀裂が発生した。カムの加速度が高過ぎてプランジャ回りのバネやバネ受を損傷する事故があり、カムの形状が変更された他、バネに研磨線材が使用されて事態は改善を見た。燃料噴射管の亀裂、燃料濾過器ケースの割損等も多発した。

大鯨に装備された 11 号内燃機械は朝潮型駆逐艦で味噌をつけた艦本式タービンと共に“臨機調”即ち「海軍艦艇臨時機関調査委員会」設置の引き金となった。その結論として架構の徹底的強化、ピストン棒とクロスヘッドとの結合法強化、気筒構造の強化等、ほぼ全面的な構造強化の必要性を指摘されている。

11) 燃料噴射系

11 号内火機械に装備された問題の燃料噴射ポンプは定行程逃し弁式で、形態としては上下の燃焼室に対応するユニット 2 つを抱合せた各気筒独立ポンプであった。プランジャの直径は 25φ、ストロークは 25mm であった。

図 I-6-35 艦本式 11 号内火機械の定行程逃し弁式噴射ポンプ



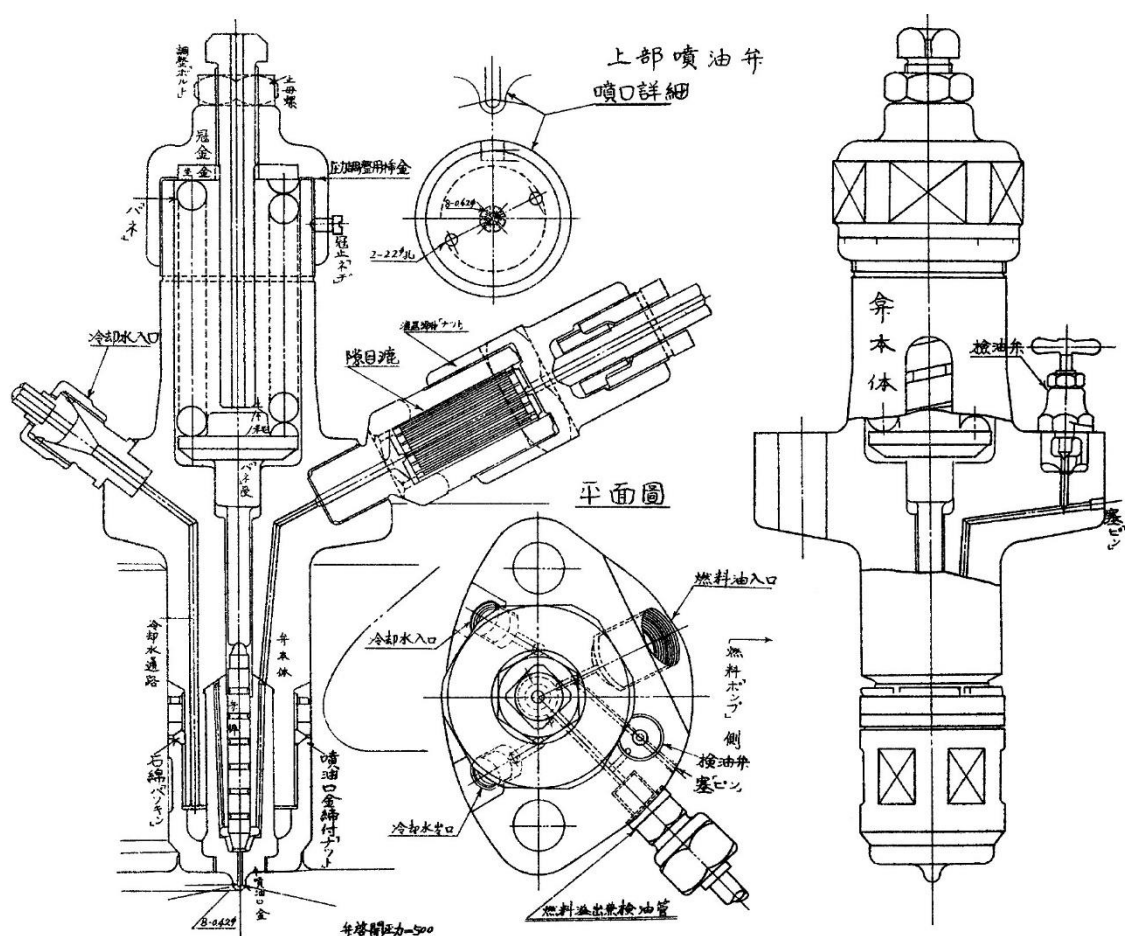
『内燃機関設計計算書』128 頁、第 133 図。

なお、横廠機関実験部に在籍した長野は「無気噴射機関」の開発過程においてプランジャ

の跳ね上がりに起因する噴射ポンプのバネ折損多発に直面した。カム・プロフィールの変更は燃焼問題が絡む上、急には出来ぬため、弥縫策として「油圧で自動減速する小部品を取付け」、対策に成功したと述べている。所謂ダッシュポットを追加装備したワケである。上図、プランジャの上方の突起とそれが嵌まり込む孔がその緩作用型オイルロック機構をなすことが確認出来る。また、この時にはバネ線材も磨き線材に変更されている⁹⁷。

噴射ノズルは以下に示されるような自動弁で、上部気筒に 1 個、下部気筒には 2 個ずつ装備され、その開弁圧は 500kg/cm^2 に設定されていた。

図 I-6-36 艦本式 11 号内火機械の上部噴射ノズル

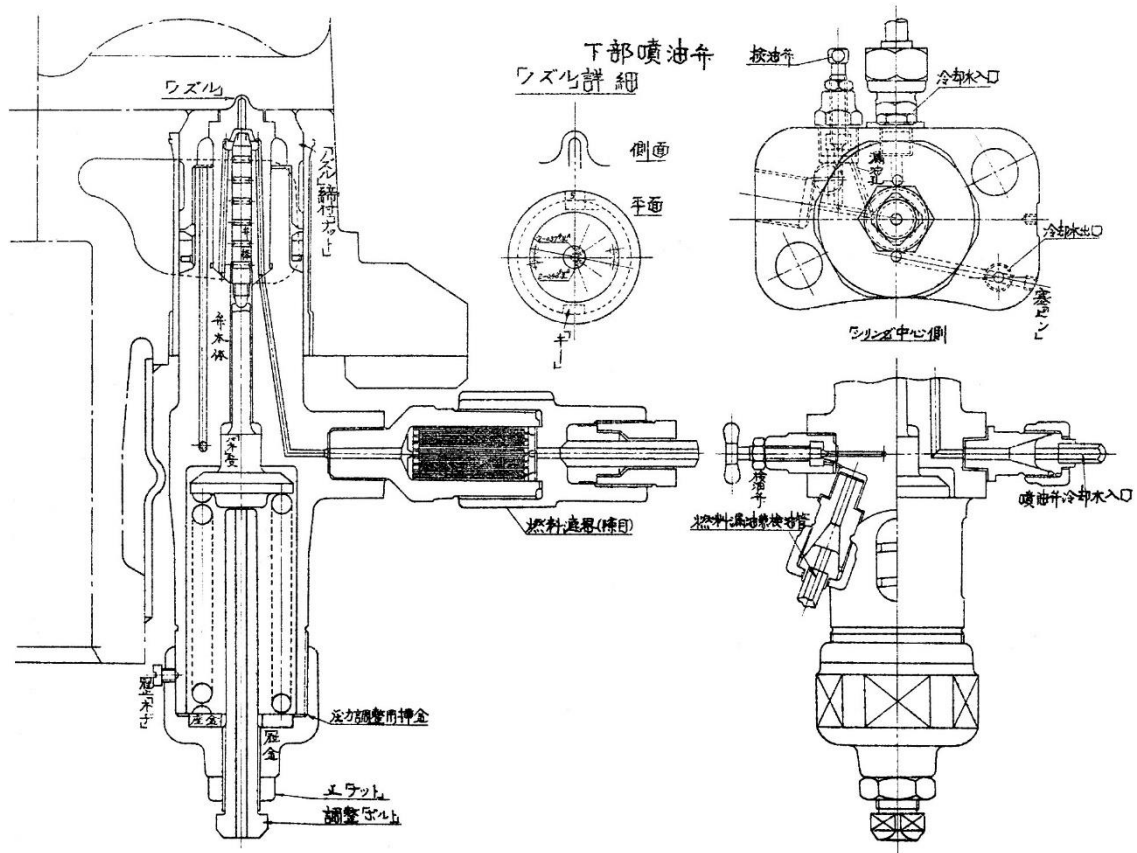


『生徒 選修學生 内火機関教科書』第 60 圖。

『内燃機関設計計算書』138 頁、第 145 図により、噴孔突起部高さ 8mm、これを除く総高さ 339.5mm。

図 I-6-37 艦本式 11 号内火機械の下部噴射ノズル

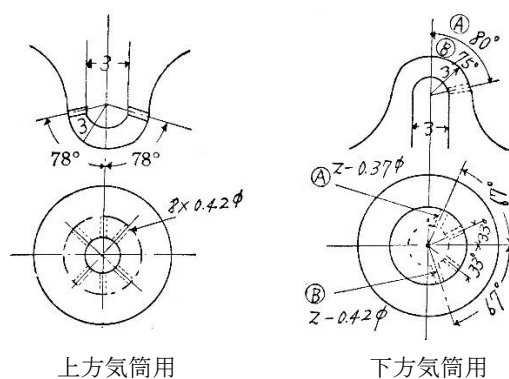
⁹⁷ 長野「ディーゼル機関とともに」、参照。



同上書、第 61 圖。

『内燃機関設計計算書』138 頁、第 145 図により、噴孔突起部高さ 8mm、これを除く総高さ 344.35mm。

図 I-6-38 艦本式 11 号内火機械のノズル噴孔部詳細



『内燃機関設計計算書』141 頁、第 146、147 図。

しかし、燃焼不良というその根本的問題は対策への道半ばに至らずして敗戦を迎えた。渋谷は 13 号機械が大和の巡航主機として実用されておればと愚痴を漏らしつつ、この 13 号機械に至る欠陥対策の経過を振り返り、「上述の如き経緯をもった機械では機械の工作法、整

備および取扱いには特殊の技能を要する面があるので、特に信頼性に重きをおく軍用機関としては其の採用にふみ切りがつかなかったのである」(218 頁)との感懷をも吐露せずには居られなかった⁹⁸。

一部には日進の主機が成功と言えるレベルに達していたとの観測も発せられているが、海軍ディーゼル技術に対する過大評価は控えておいた方が無難なようである。何となれば、シンプル化を達成した筈の艦本式 22 号 10 型 4 サイクル単動ディーゼルの手持ち品が戦後、民間に陸船用機関として流れた際、クランク軸折損等の重大事故を頻発させ、渋谷が「運輸省の役人」から「旧海軍はどうしてあんなまづい機械を使用して居たのか、戦後あの機械を利用して迷惑を蒙ったものが少くない」と「ねじこまれた」ことや、彼自身が工場の自家発電用に斡旋した同機関においてクランク軸折損事故が 2 度も発生したことは明確な事実だからである。無論、それらは一面において所要馬力を調達するため直列 10 気筒などという気筒配列を採ったが故の事故ではあった⁹⁹。

7. 22 号 4 サイクル単動ディーゼル機関の開発と構造概要

その艦本式 22 号内火機械、即ち 430φ×450mm というサイズを有する 4 サイクル単動トランクピストン型無気噴射中速ディーゼルは呉工廠にて開発された。大鯨主機 11 号 10 型の掃気ブローア駆動機関として速成された 5 気筒型、1100BHP/550rpm.がそのデビュー形態であった¹⁰⁰。

1934 年 3 月には、これを 2 つ接いだような 10 気筒の 22 号 10 型は神戸製鋼所にて建造され、同じく条約お目こぼしの小形補助艦艇であった 1 号駆潜艇の主機として採用に至った。その後、使い勝手に優れた 22 号内火機械は潜水艦、海防艦、駆潜艇等の小形艦艇主機として重用され、直列 5、6、8 及び 10 気筒の系列化が果された¹⁰¹。

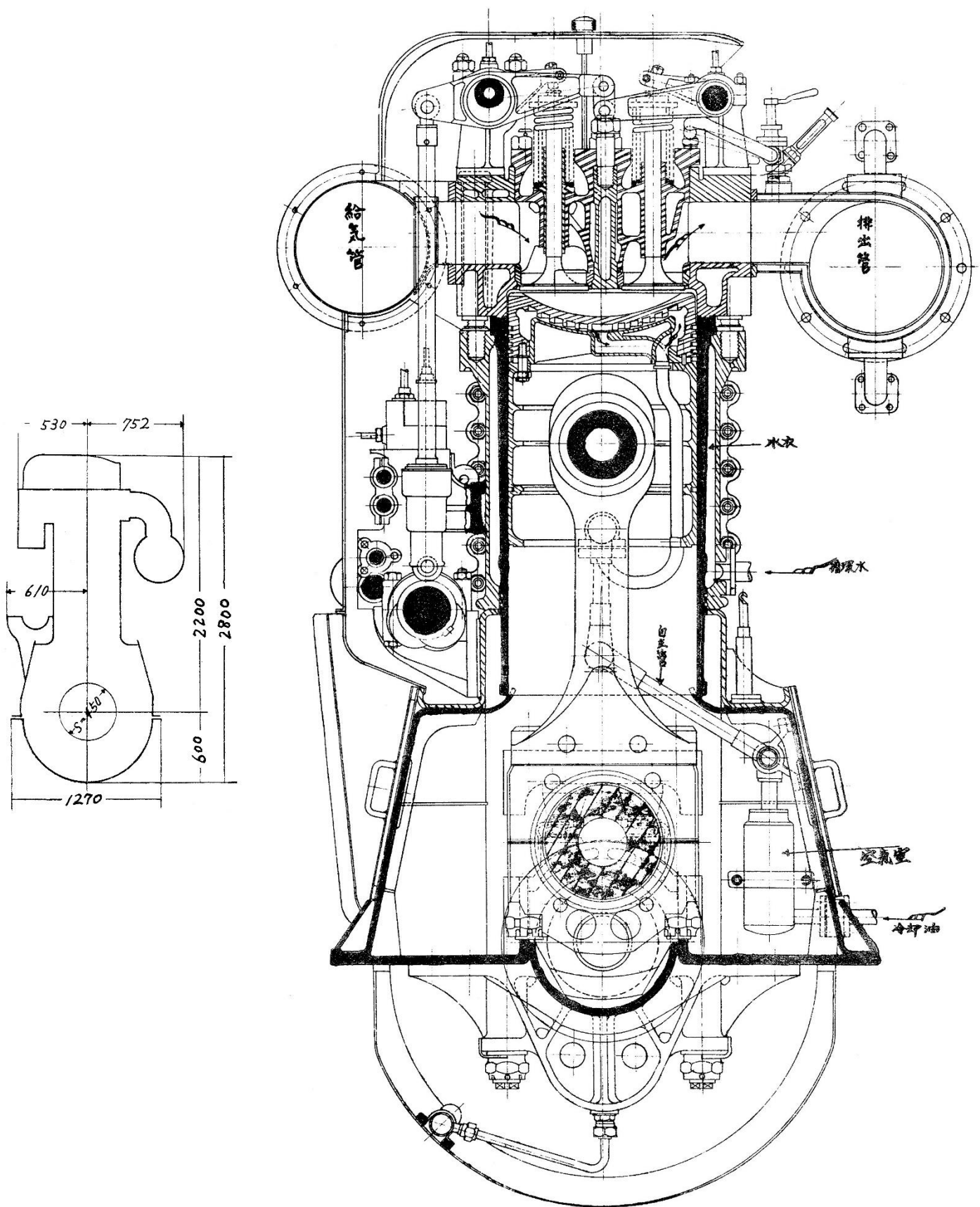
図 I-7-1 艦本式 22 号内火機械の正面形姿

⁹⁸ 臨機調事件や船用蒸気タービン、艦本式タービンについては拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』、参照。

⁹⁹ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』229 頁、参照。

¹⁰⁰ 『軍艦大鯨機関機構説明書(機械)』127-1~27-22 頁、参照。

¹⁰¹ 横須賀工廠も 22 号の分担製造には参画せしめられている。1935 年 12 月から'37 年 12 月まで横廠造機部長に在任した渋谷は呉と比べて著しく遅れたその生産技術の矯正に努めたが十分な成果を収め得なかったと述べている。横廠の「旗本土族管理法」、担当者による「幕府時代の火消の親方」的独断専行、22 号の架構をプラノミラで削りつつネジ立て作業を併行させるといった横廠お得意の「変体性」「業芸」や著しい非能率ぶりについては『旧海軍技術資料 第 1 編(3)』64~69 頁に詳しい。



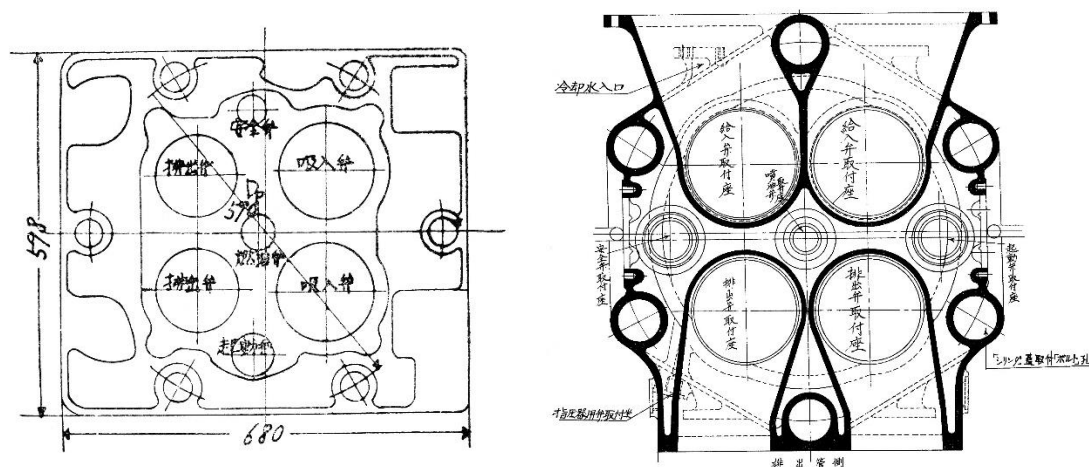
左：『内燃機関設計計算書』7頁、第1図(一部、寸法補足)。

右：海軍工機學校『普通科機関術練習生(掌内火機械術専修)教程 機関術教科書(内火機械) 附図』第1圖。

本機関の諸元の一つについては次節で改めて横並び表示するが(表 I-8-1)、構造的特質としては各筒独立の定行程逃し弁式噴射ポンプと自動弁に依る無気噴射(開弁圧 400~450kg/cm²)、2気筒一体の鋳鋼製気筒体に鋳鉄製ライナ入り、溶接架構、4弁式といった点が挙げられる。大鯨の掃気ブロア駆動機関は5気筒であったから中央の3番気筒のみは独立気筒となっていた。ライナの水压試験圧力は 75kg/cm² であった。ライナ摺動面へはボッシュ・ポンプに依り圧力注油された。

気筒当り2個の吸気弁は SiCr 鋼製で頭部径 150mm、揚程 32mm、同じく2個の排気弁は NiCrW 鋼製で頭部径 135mm、揚程 32mm であった。

図 I-7-2 艦本式 22 号内火機械の鋳鋼製気筒頭

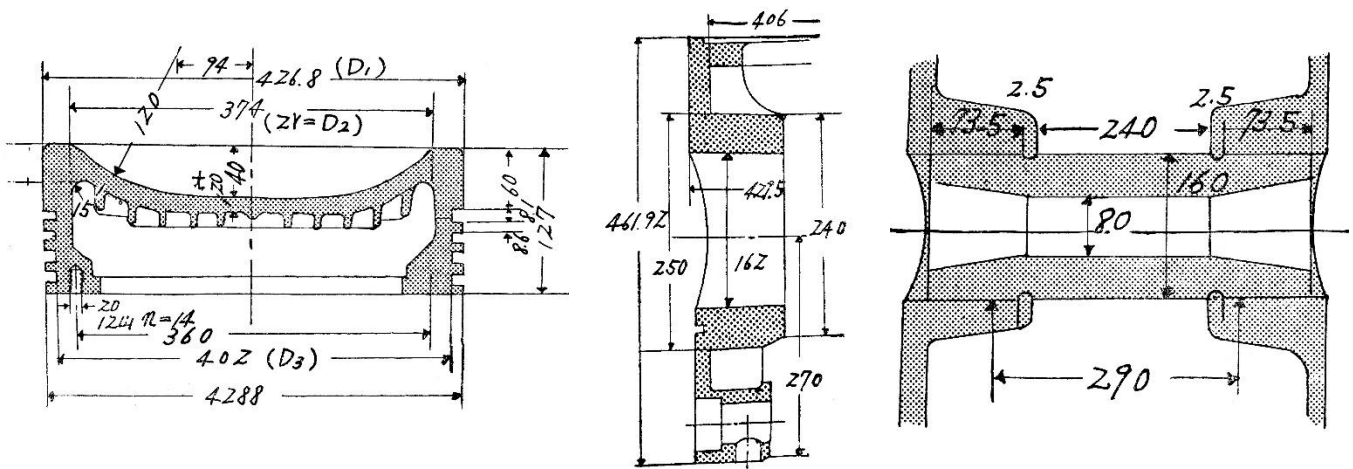


『内燃機関設計計算書』11頁、第4図、『生徒 選修學生 内火機関教科書』第6圖。

後に気筒蓋材料は鋳鋼+鋼板溶接に変更されたようであるが不詳とせざるを得ない。

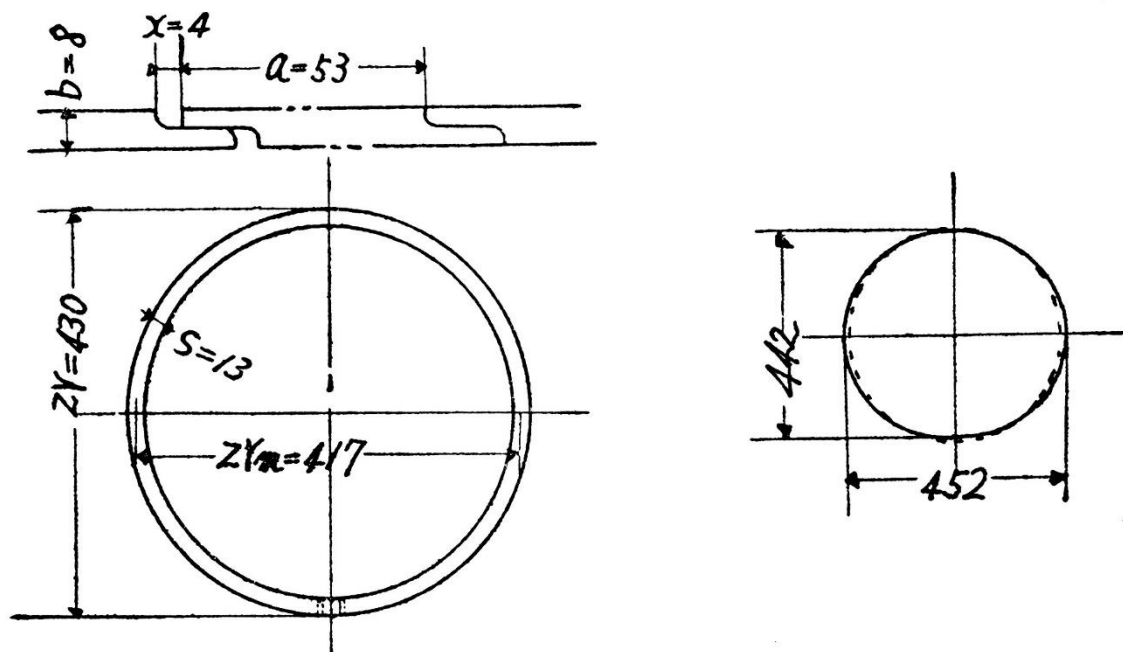
図 I-7-3 艦本式 22 号内火機械における動弁機構(排気弁)

図 I-7-4 艦本式 22 号内火機械のピストン



同上書、14 頁、第 8 図、15 頁、第 9 図、16 頁、第 10 図。

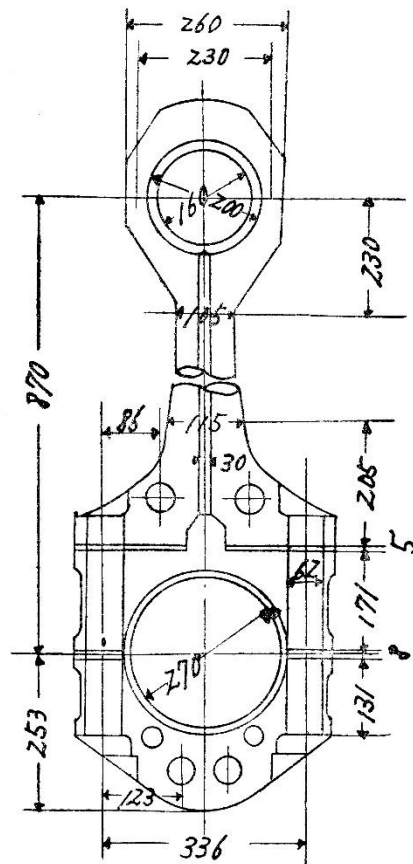
図 I-7-5 艦本式 22 号内火機械のピストン・リング



同上書、17 頁、第 11 図。

ピストンリングは図 I-7-5 のような形状で、ピストンピンには高 Ni 肌焼き鋼が、接合棒にも 11 号などより高級な CrNi 鋼が用いられた。連接棒は図 I-7-6 に示されるモノであった。

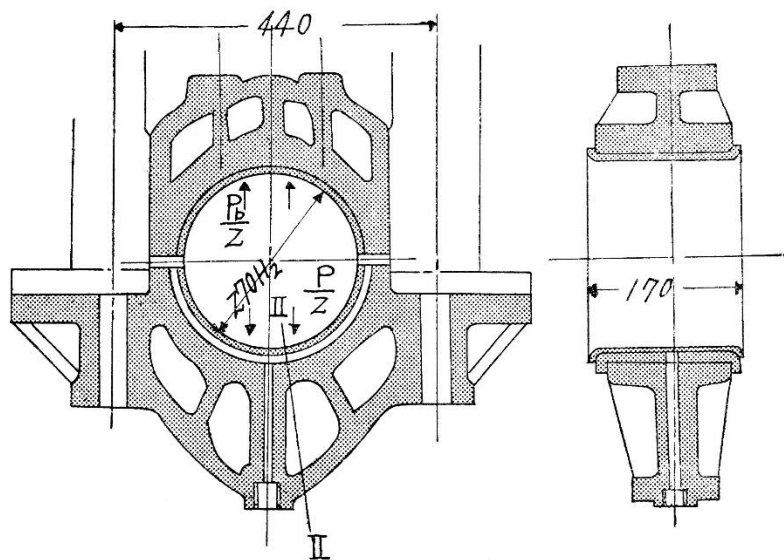
図 I-7-6 艦本式 22 号内火機械の連接棒



同上書、19 頁、第 14 図。

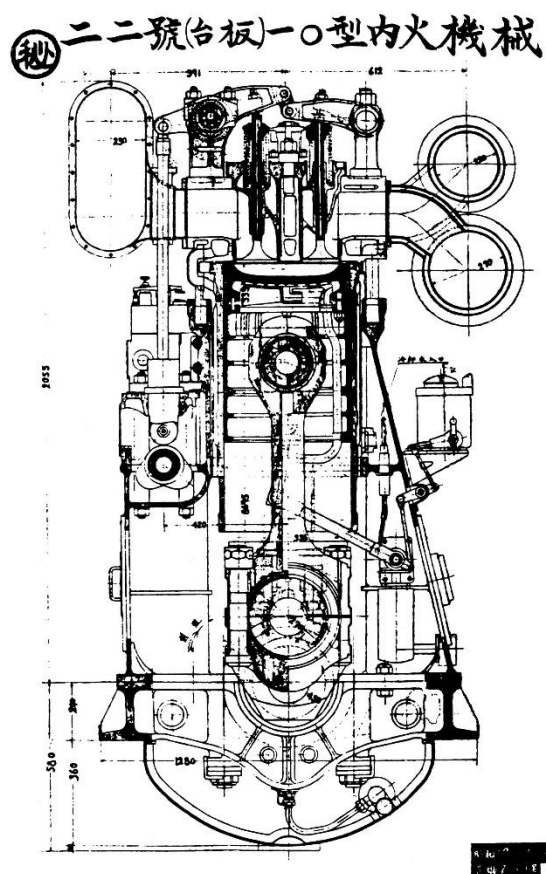
22 号機械の気筒ならびに架構は図 I-7-7 に示されるようなモノであった。

図 I-7-7 艦本式 22 号内火機械の鑄鋼製気筒体と溶接架構



同上書、30 頁、第 23 図。

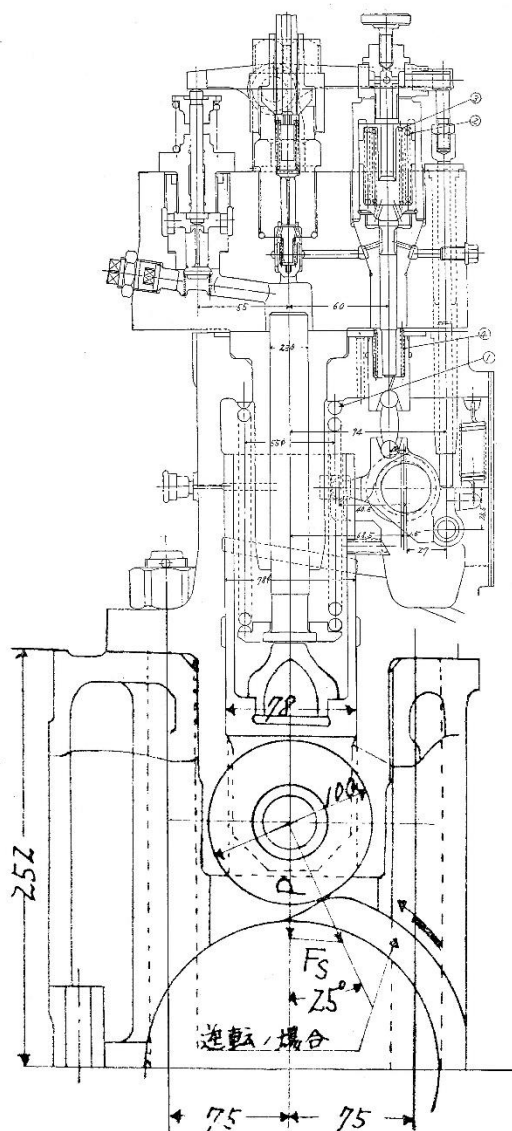
図 I-7-10 台板式に設変された艦本式 22 号内火機械



藤田・村田・大原・片岡「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史（艦艇用内燃機関 その 1）」図 3。

艦本式 22 号内火機械の燃料噴射ポンプは原理的には 11 号のそれと同じ定行程逃し弁式無気噴射ポンプであったが、その詳細構造は後者とは全く異なっており、噴射系の整一化を意識した統制製造が全く展開されていなかった状況が窺い知れる。

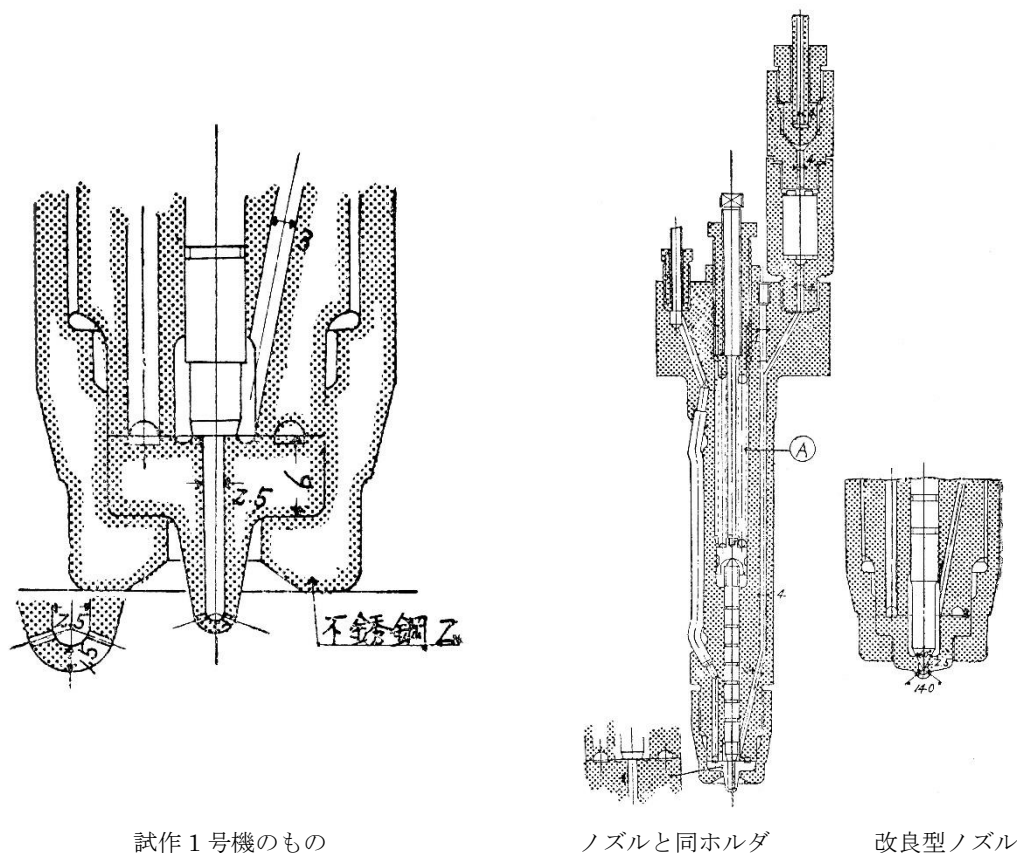
図 I-7-11 艦本式 22 号内火機械の燃料噴射ポンプ



『内燃機関設計計算書』52 頁、第 47 図、57 頁、第 52 図を合成し多少、修正。

22 号内火機械に当初、採用された燃料噴射ノズルも 11 号のそれと全く異なり、恰もモグラの頭の平面図でも見せられているかのような突飛な形状を有していた。後にはこれもヨリ普通の設計に改められているが、その経緯については不明である。それでも尚、11 号のそれとの間の整一化など何処吹く風といった状況は一貫して継続せしめられていた。

図 I-7-12 艦本式 22 号内火機械の燃料噴射ノズル



『内燃機関設計計算書』50 頁、第 45 図、第 46 図。

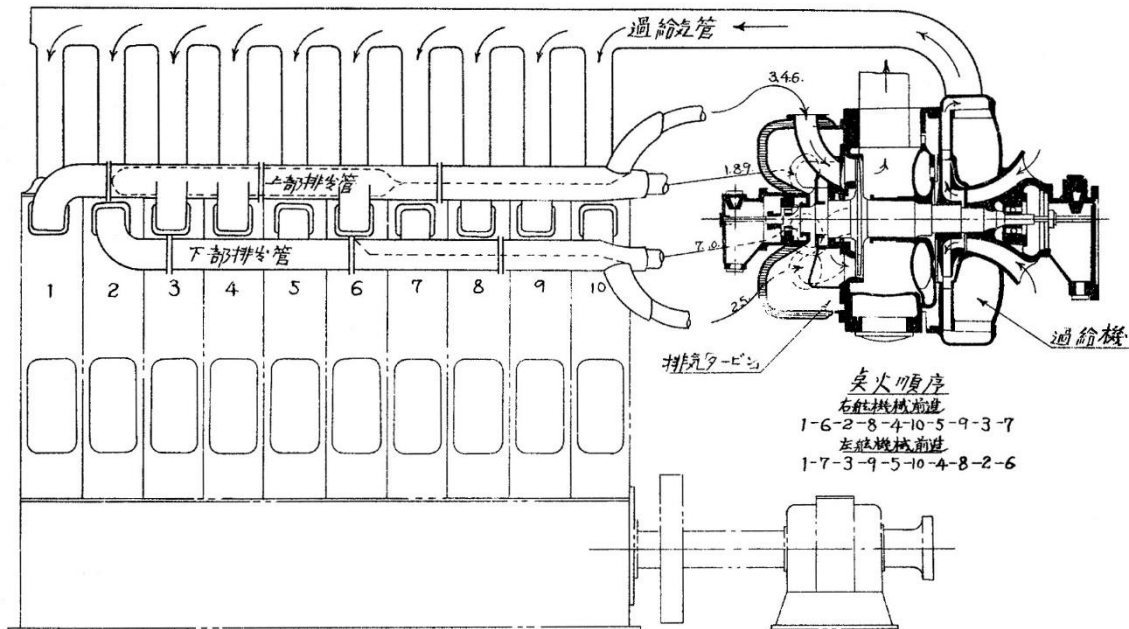
22 号内燃機械は 10 型として Büchi 式排気ガスタービン過給を行った陸上試験にて 3000BHP までマークしており、1942 年の伊 12 潜型 3 隻と伊 52 潜型 6 隻にはこれを最大 2600、定格 2350 馬力に仕立てた主機が 2 基装備された。渋谷はその「全力運転状況は誠に激しく、これに接近すると、身も心も機械とともに動き出すような気持がした。音響振動ともに必ずしも安定したものとは思えなかったが特に著しき故障は起らなかった」と回想している¹⁰⁴。

次図に示されるその姿こそは戦後、船用 4 サイクル中・低速ディーゼル機関が獲得することになるパラダイムのデッサンであった。そしてそれは来たるべき、即ち、複動に代替すべき 2 サイクル単動大形ディーゼルの出現を予兆させるビルドでもあった。とはいえ、実用的に安定した力量を発揮し得るという意味における 22 号内燃機械の実力は 6 気筒 1300BHP 程度が偽らぬところであった¹⁰⁵。

¹⁰⁴ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』221 頁、より。

¹⁰⁵ 海軍技術者による船用ディーゼル機関の排気ガスタービン過給に係わる考察として長野利平「高負荷ディーゼル機関のシリンダ掃気法に対する一寄與」(『日本機械學會誌』第 47 巻第 323 号、1944 年 2,3 月)がある。長野はそこで 2 サイクルについては「完全拡散」を前提としたモデルに依拠し、排気の脈動を利用しないターボ過給、即ち静圧過給を良しとし、4

図 I-7-13 艦本式 22 号機械における Büchi 式排気ガスタービン過給の装備状況



『生徒 選修学生 内火機関教科書』第 41 圖。

大江『詳説 船用ディーゼル機関』178 頁、第 140 図も同じ。

8. 複動ディーゼル時代の終焉

1) 大戦末期の日本海軍艦艇主機における 4 サイクル単動シフト

太平洋戦争開戦後は潜水艦の所要隻数が著増し、これに対して構造複雑な 2 サイクル複動主機の造機能力は到底追い付かなかった。加うるに、この主機を装備した大形潜水艦の稼働率自体が低かった。以上 2 点に因り、海軍における潜水艦の主力はより小形の機種へとシフトし、その主機も件の 22 号、23 号、24 号、中速 400 馬力といった小出力の 4 サイクル単動ディーゼルへと置換えられて行った。

なお、2 サイクル複動機関の低い P_{max} 、 $b MEP$ に起因する排気圧の低さがドイツで開発された外気を取り入れつつ小深度で機走するシュノーケル潜航法の導入に対する潜在的障碍をなしたことは逆に、4 サイクルの高い排気圧は水中排気を伴う同方式の実施に際して有利であると目された。然しながら、日本海軍の 4 サイクル主機を持つ潜水艦にシュノーケル潜航法が大々的に導入されることは遂になかった。

渋谷はこの 4 サイクル・シフトの経過について：

サイクルにおいてはブローダウン・エネルギーをポンピング・ゲインとして回生出来るターボ過給、即ち動圧過給を推奨している。この時、長野が 4 サイクルの実験に供した機関は寸法や定格回転数から判ずるに“マ式”1 号内火機械(10-300×380mm、1500BHP/675rpm.)、排気ガスタービンの回転数は 8000rpm.であった。なお、22 号内火機械の実力としての 6 気筒 1300BHP 云々については『内燃機関設計計算書』2 頁、参照。

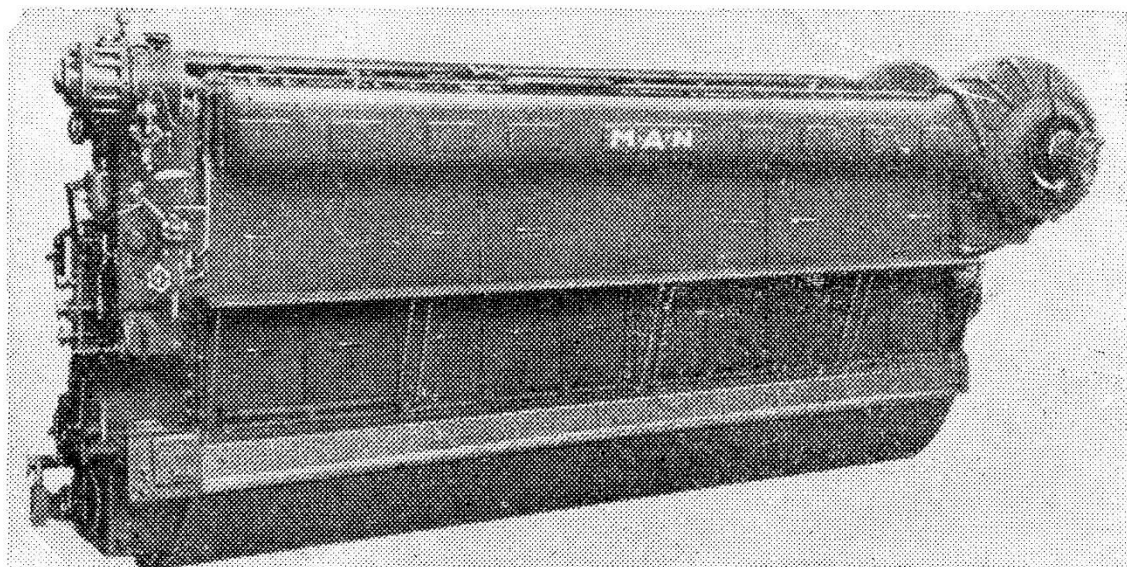
……潜水艦建造の経過を通覧すると主機械は戦前の複動大型機械より、開戦後 22 号の中型機械となり最後には中速 400 馬力に迄下落した、其の間マ式 1 号の如き特殊の機械が介入したが、失敗に帰した。戦争中建造線表の変更猫目の如く行なわれ艦及機関の製造中止、取消続出のため仕掛部品の損失は蓋し莫大なものがあり資材及生産能力両面に於て貧弱なる我国としては大なる痛手であったと思考される。戦争開始後第 5 次計画の如き膨大極まる建造計画を樹て僅かに其の一小部分を完成し得たに過ぎなかったことの如きは余りに見透の拙劣なものと云はねばならぬ。

造機方面で相当年月生産の経験を有する中形ディーゼル機械を多量に生産すべき要求があったと云うので、其の生産方式の研究を行ない新しく考案した治工具を相当思い切って準備し、愈々生産が軌道に乗れば所要工数を従来の二分の一以下にも低下しようとするので大いに意気込んで居た。所が参考の為め其れを欧州のディーゼルメーカーに推算せしめると、所要工数は吾々の考えて居る十分の一以下であるが、其の代り治工具の準備には約二カ年を要すると云う返答であったと云うことである。結局生産に対する吾々の頭と彼等の頭とには根本的の開きがある様に感ぜられた。

と総括している¹⁰⁶。

因みに、海軍工機学校高等科内火術練習生として三菱横浜にて“マ式”1号機械の陸上試運転に参加した鈴木正行の回想記に拠れば、渋谷によって「特殊の機械」と評された同機関は MAN が欧州横断急行列車用ディーゼル機関車のために準備万端、開発した作品であった。次図は如何にもその来歴譚を首肯させずには措かぬその容貌である¹⁰⁷。

図 I-8-1 “マ式”1号内火機械の原型に当たる MAN L10V30/38 型機関



¹⁰⁶ 『旧海軍技術資料 第1編(2)』373頁、『同(4)』161-162頁、より。

¹⁰⁷ 鈴木正行「マ式一号機械陸上試運転の思い出」『日本海軍潜水艦史』650-653頁の651頁、参照。

鴨打『舶用ディーゼル機関』増補版、444 頁、圖 21・4。

説明には 10・300×380mm で 1600BHP/700rpm.とある¹⁰⁸。

この“マ式”1号内火機械においてはMAN製機関に架構の亀裂が発生した。松尾に拠れば、調査の結果、その主因は設計・工作上の問題ではなく気筒蓋締付ボルトの締め過ぎという人為的ミスにあったことが突き止められたものの、「架構壁の厚さが所謂『武人の蛮用』には薄すぎると判断された」とも記されている¹⁰⁹。

次表はヨリ月並みな構造を有する艦本式4サイクル中速機関群である。勿論、21号8型はかの“三毘式”である。

表 I-8-1 21~24 号及び中速 400 馬力内燃機械の諸元

名称	21 号 8 型	22 号 8 型	23 号 乙 8 型	24 号 6 型	中速 400 馬力
型式	無、単	〃	〃	〃	〃
サイクル	4	4	4	4	4
気筒数	8	8	8	6	6
BHP	1500	1700	850	560	400
rpm.	450	550	360	550	500
ボア	450	430	370	310	300
ストローク	420	450	500	380	350
BHP/Cyl	188	212	106	94	66.7
ピストン速度	6.3	8.3	5.5	7.0	5.8
平均有効圧	5.6	5.3	5.4	5.3	4.9
最大圧力	50	60	50	60	55
気筒ピッチ	750	600	600	450	410
全長	7530	6074	5500	3620	3820
軸心上高サ	2123	2200	2450	1747	1637
軸心下高サ	527	600	595	488	500
台板幅	1140	1240	1270	1040	1000
重量 W t	32	26	34	11.5	9.5
W/BHP kg	21.3	15.3	40.0	20.6	23.7
原設計所	三菱	海軍	海軍	三菱	海軍

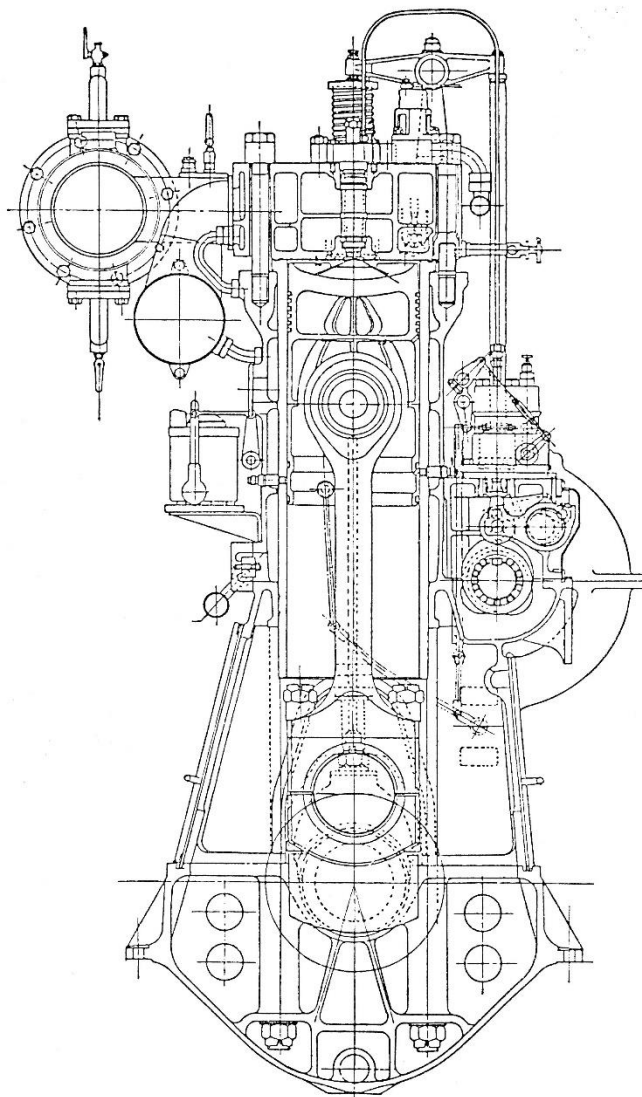
生産技術協会『内燃機関設計計算書』1957 年、4~5 頁、別表、より。

¹⁰⁸ 永井 博「車輛用機関」『自動車用機関・車輛用機関』共立社内燃機関工学講座、第 10 巻、1936 年、415~419 頁、をも参照。そこで紹介されている出力は 1750PS/700rpm.。

¹⁰⁹ 松尾「旧海軍艦艇ディーゼル機関の故障欠損について(その二)」、より。

次図は 1938 年に試作・制式化された 23 号乙 8 型機関の横断面図である。続いてその燃料噴射系について拾い得た画像掲げておく。噴射ポンプは 22 号機械のそれとほぼ同工ではあるが、筆者など統一化の観点からすれば何故、同一ポンプでプランジャ径を変える位のことで済まされなかったのかという疑問を拭い去れない¹¹⁰。

図 I-8-2 23 号乙 8 型内火機械

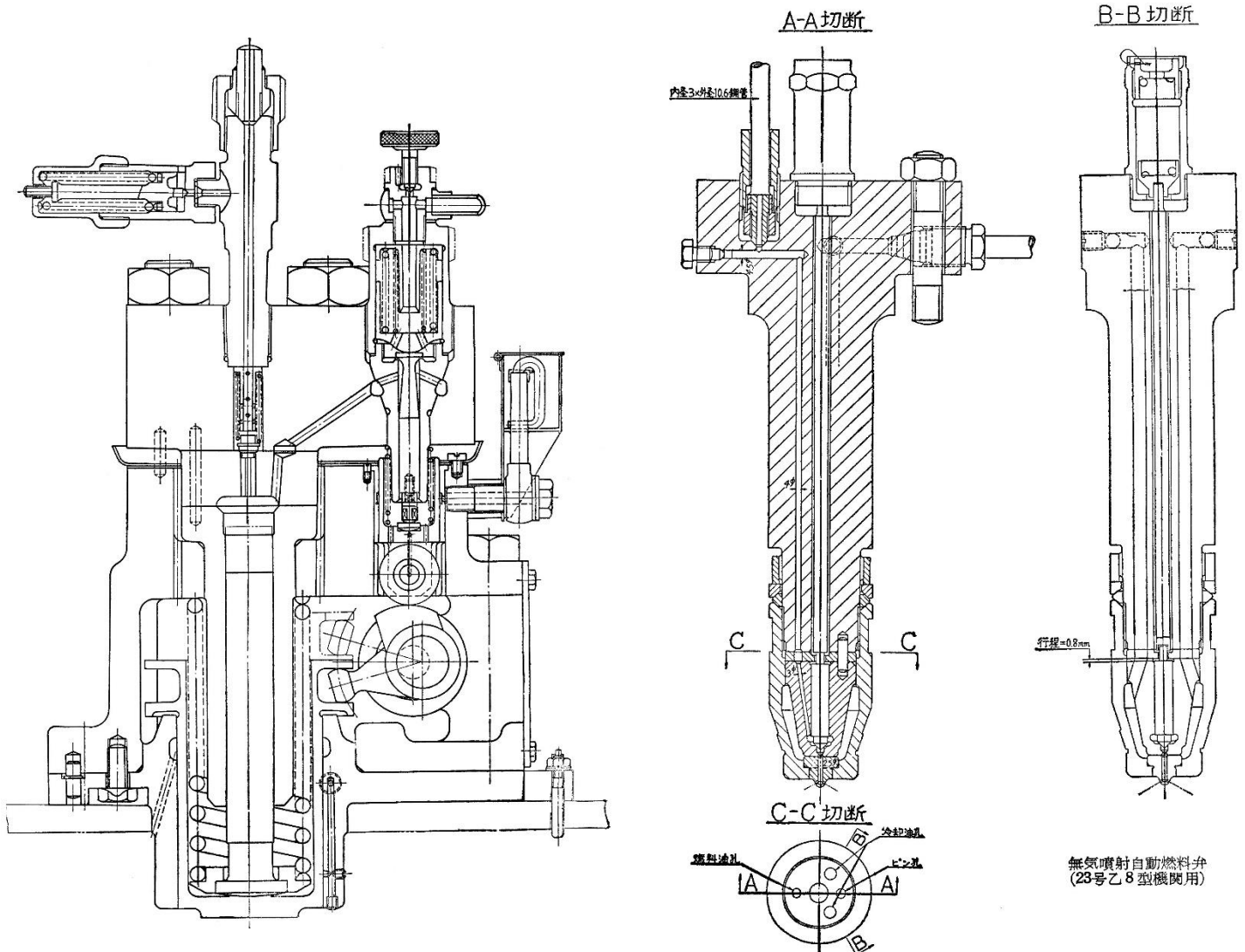


近藤・大原・村田「日本海軍の艦艇用内燃機関の発達史」図・4。

藤田・村田・大原・片岡「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史（艦艇用内燃機関 その 1）」図 4 もほぼ同じ。

¹¹⁰ 山根『ディーゼル機関の実際』109~126 頁には 23 号乙 8 型機関の陸上試運転成績、インジケータ線図、分解検査所見等が仔細に掲載されている。22 号の廉価版の如き 4 サイクル中速機関に関するデータ故、敢えてここでは引用しない。

図 I-8-3 23 号乙 8 型内火機械の燃料噴射ポンプ要部と燃料噴射弁



山根『ディーゼル機関の実際』改訂版、160 頁、第 24 図、155 頁、第 21 図(a)。

この潜水艦主機におけるダウンサイジング転換にかなりの摩擦が随伴したことについて、渋谷は次のように述べている。

前述の如く内燃機関の技術は昭和以来もっぱら大形複動機械に進展したので生産施設もこれに歩調を合せ舞鶴を除く各工廠ならびに三菱重工神戸造船所、神戸製鋼、三井造船、大阪機工等の民間諸社で製造した。しかるに太平洋戦争となり、さらに戦局の推移に伴って、潜水艦及び海防艦の急速多量建造の必要に迫られ、旧海軍型 1 号及び 2 号(複動 2 サイクル)では製造能力が著しく不足するに至ったので 22 号及び 23 号単動【4】サイクルに移らざるを得なくなり、この転換のため、相当の困難をなめた。太平洋戦争

になってからは横須賀、呉、佐世保、広、舞鶴及び光の各海軍工廠ならびに各民間会社で型式に応じて分担製造した。製造量実績(月産)は昭和 18~19 年度において 22 号 10 型が平均 10 基、23 号 8 型が平均 15 基で、其の後もこれ以上には増加しなかった¹¹¹。

この経過に関連するデータとして三菱神戸、三菱長崎、川崎重工、三井造船における艦本式ディーゼルの製造実績を拾えば次表のようになる。以下の内、23 号(乙 8 型)は海軍設計の 850BHP、24 号は三菱設計の 550BHP である。1945 年分には敗戦後の組立台数も含まれている可能性はあるが正確なところは不詳である。22 号、51 号は戦後も若干数、製造されているが、少なくとも表示の期間において三菱と川崎における大形機種から小形機種への転換という構図は顕著である。各海軍工廠における建造実績について正確なところは分っていないようである¹¹²。

表 I-8-2 三菱神戸、川崎重工、三井造船における艦本式ディーゼル製造実績

		'33	'34	'35	'36	'37	'38	'39	'40	'41	'42	'43	'44	'45
1 号	三神			2	2		2				2			
	川崎		2	1	2						3			
	三井										2			
2 号	三神								2	4	6			
	三長										3	2		
	川崎							1	2	3				
	三井								2	2		2		
11 号	三長						1		2					
	川崎	1					3							
21 号	三神		2			2								
22 号	三神											14	6	

¹¹¹ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』226 頁、より。

¹¹² 主だったところでは、1 号内火機械は 7 型が 2 基、8 型が 40 基、甲 8 型が 16 基、10 型が 4 基、甲 10 型が 12 基製造され、2 号は 10 型のみ 46 基された。11 号は 10 型のみで 24 基、13 号は 6 基、21 号 8 型は 4 基(つまり表示分のみ)、22 号は 10 型が 62 基(他に補機、補助艦艇)、24 号 10 型は 36 基、製造されたことになっている。串山 正「旧海軍艦艇主機 2 サイクルディーゼル機関での諸問題」渋谷文庫調査委員会『「渋谷文庫」と我が国造機技術の発達』2001 年、表 2、より。串山の論文は教えられる点も多い反面。出鱈目な記述も散見される。後者については補論にて片付ける。

また、建前上、艦本式ディーゼルは横須賀が大形、呉は中形、佐世保は小形という分担になっていたものの、末期には上述の通り横須賀もダウンサイジングに加担せしめられており、舞鶴で 1 号 8 型を 2 基造り、やがて 23 号や 22 号に移行したとの証言や廣で 22 号や 51 号が造られ、かつ 23 号に関しては此处が全国統制製造の担当工場であったとの証言もある。よって結局のところ工廠間分担の実情については不詳とせざるを得ない。海軍造機『回想録』101、104~105、119 頁、参照。

	川崎	1				1	2	1				6	4	
	三井					3	2	1				3	9	2
23 号	三長												9	3
	川崎								2	6	2	1	14	9
24 号	三神									4	32			
25 号	三神												1	
31 号	川崎							3						
51 号	三神											19		45
	川崎												4	

『神戸三菱内燃機五十三年史』282~283 頁、『三菱長崎造船所史 續篇』241 頁、、『原動機事業 100 年のあゆみ』105 頁、『三井造船のディーゼル 50 年』212~215 頁、より。

なお、『三菱重工横浜製作所百年史』に拠れば、三菱横浜は有る筈も無さそうな「43 型」なる機関を 4 基、上述の“マ式”1 号 1500BHP を 13 基、“マ式”2 号 1050BHP を 12 基、“マ式”3 号 1800BHP を 28 基、“マ式”4 号 2250BHP を 2 基、製造したことになっている。但し、その正確な年次は不詳であるから上表に組込めぬ上、同書の記述自体が粗雑を極めている。

例えば、“マ式”は確かに MAN ベースの機関であるが、同書に“マ式”2 号が艦本式 23 号乙 8 型(Z8 型と誤記!)のモトであったかのように記されているのは拡大解釈を超えた誤解であり、23 号乙 8 型は艦政本部の全く独自の設計による作品である。この誤解は 1935 年、駆潜艇主機用としてサンプル輸入された BBC のビュッヒ排気ガスタービン付き MAN 製 10 気筒機関＝“マ式”1 号が 23 号甲型と呼ばれたことに起因する混同であろう¹¹³。

もっとも、“マ式”はどれもこれも大して役に立つ国産化機関には成れなかった。とりわけ排気ガスタービン過給機を装備の上、伊 201 潜に搭載された“マ式”1 号機械について渋谷は先の引用箇所とは別の処で：

……我国内での製造実績極めて少ないものである、伊 201 潜用として三菱横浜で量産を行なうに当っては殆んど新計画の機械を新に製造すると同様の苦労を費して仲々生産が上らなかったのみならず、同社の工作も上等と云へず海上公試運転以来、故障続出第 1 艦伊 201 号潜は昭和 20 年 2 月 2 日竣工したのであるが、機関の整備改造に時日を要すること多く、戦場に出撃するに至らずして終戦となった。戦時多忙の際、如斯き機械を搭載したのは不適當であって、若干排水量を増加し性能低下するとも当然 22 号機械の如き実績に富み安定した機械を採用すべきものであったと考へられる¹¹⁴。

と酷評している。

¹¹³ 磯貝「草わけの頃(8)」、『三菱重工横浜製作所百年史』1992 年、517、541 頁、『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』220、230 頁、参照。

¹¹⁴ 『旧海軍技術資料 第 1 編(2)』370 頁。

但し、戦後、「考へられる」などと論評した渋谷自身は当時は自ら艦政本部長という非常に高い地位に在った。換言すれば、彼は伊 201 潜の主機選定に如何程かの発言権ないし許可権限を行使し得る高官であった筈である。しかも、その艦本は日進の主機となった 13 号内火機械のブロー駆動機関として 1937 年、上表にも顔を覗かせる 2 サイクル単動の 31 号 6 型内火機械(6-420×520mm, 1900BHP/400rpm.)なるモノまで捻り出していた。

2 サイクル・ディーゼル補機と言え、往時の小形潜水艦主機“ズ式”1 号(単動、6-320×350mm, 600BHP/400rpm.)の 4 気筒版、4Q32 型(420BHP/400rpm.[改 320 ボア、450/400])が大形潜水艦補機として用いられて以来の存在であった。4Q32 は 2 サイクルの宿命として音響高くピストン頭の溶損、クランク直結往復動掃気ポンプ(530×320mm)のクロスヘッド・ガイド焼損を多発させ、補機の王道を安定感に優る 4 サイクル・トランクピストン型に譲ることになった曰く付きの機関である。当然、無気噴射、トランクピストン化されていたのではあろうが、何故、洋上艦艇補機として敢えて 2 サイクル中速ディーゼルなどというモノが復活せしめられたのか、その真意の程が疑われるところである¹¹⁵。

少なくとも、「戦時多忙の際、如斯き機械を」ワザワザ開発した行状に被せられるべき形容詞は「不適當」以外のナニモノでもあり得まい。開発のハードル自体は相対的に低かったではあろうが、何故、「22 号機械の如き実績に富み安定した機械を採用す」ることなく、既往機種のどれとも気筒寸法の一致さえ見ぬような新型機関を開発したのか？ 確かなのは渋谷らがこの点に関して一片の弁明責任さえ果たしていないことだけである。

2) 戦後大形船用ディーゼル界の変貌

ともかく、22 号、25 号、51 号といった 4 サイクル勢とは対照的に、件の艦本式 2 サイクル複動ディーゼルやその弟分に当る 2 サイクル単動ディーゼル連に戦後呼びがかかることなど勿論、金輪際無かった。

戦後復興期、ヨーロッパで製造再開に漕ぎ着けた複動ディーゼルの銘柄は MAN、FIAT、STORK(オランダ)であった。MAN の複動はイギリスでこそ立ち消えたものの、アウグスブルク工場での復活より先に、Kockums Mek. Verk, Malmö(スウェーデン)他の欧州企業、ドイツ海軍の 2 工廠、更には川崎と三菱横浜で復活を遂げた。また、フィアットは極めて活発な開発状況を誇示していた。もっとも、企業など一方ではかように振舞いながら他方では別の可能性の追究にも腐心し、二枚舌を弄するモノではあるが¹¹⁶。

そうした復興期の情勢下、我国で気を吐いた商船用 2 サイクル複動ディーゼルとしては

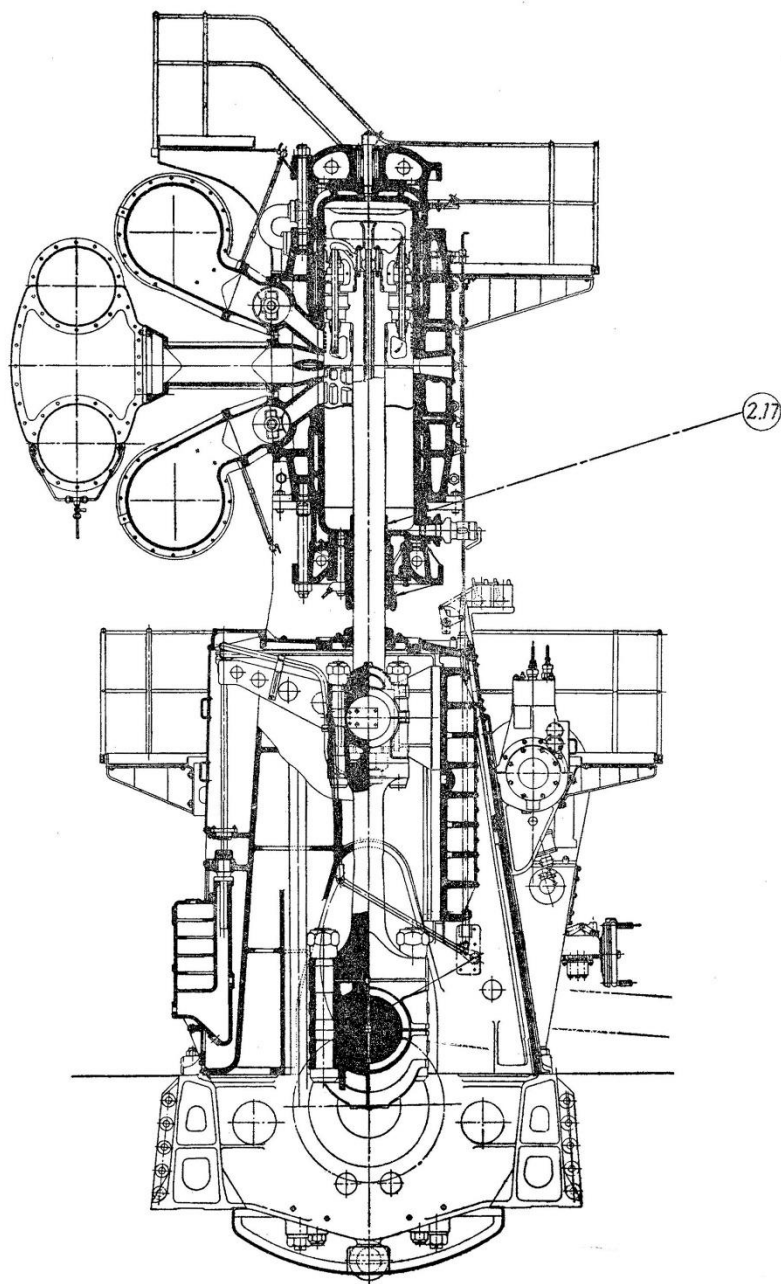
¹¹⁵ 4Q32 型については日本機械學會『小型二サイクルディーゼル機関』1948 年、折込第 1 表、本文 12 頁(神戸製鋼所→神戸発動機の永井 博による資料と発言)、参照。

なお、1928 年に三菱は Petter(英)2 サイクル・ディーゼルを船用補機として導入しているが、販売実績は挙げられていない。前掲拙稿「ペッター機関について」、参照。

¹¹⁶ 復興期における複動機関の開発・生産状況については、ド・ピエリ/中村 威訳「複動機関の現状(その一、二)」『生産技術』Vol.10, No.6, 7、1955 年 6, 7 月(1951 年の CIMAC 論文集からの翻訳)を、B&W や MAN の二枚舌については磯貝前掲「草わけの頃(8)」、参照。

回転弁による排気部分管制を行い片ガイド式クロスヘッドを有する MAN、DZ 型が唯一の存在であった。例えば、川崎 MAN、三菱 MAN の DZ 型(5,6,7,8 気筒)がそれで、D7Z 72/120.P 型(7-720×1200, 7500/123)、D8Z 72/120.R 型(8500/118)等はその代表機種である。注意しておくべきは、これらは今日における船用大形ディーゼル界の常識とは異なり、基本的に A 重油焚き機関として用いられたという点である¹¹⁷。

図 I-8-4 川崎 MAN DZ72//20 型複動ディーゼル機関(1250BHP/120rpm./Cyl.)



山根『ディーゼル機関の実際』改訂版、26 頁、第 8 図。

¹¹⁷ 中谷勝紀『船用ディーゼル機関の解説』天然社、1953 年、59、60 頁。

表 I-8-3 川崎 MAN D7Z 72/120.P 型複動ディーゼル機関陸上試験成績

神川丸主機関陸上運転成績表

使用燃料油：A重油，発熱量 10,030Kcal/kg

施行場所：川崎重工株式会社

施行日時：1951 8—7

負 荷 率			1/4	1/2	2/4	4/4	15%過負荷
計 測 時 間			30分	30分	30分	4時間	15分
操縦ハンドル指標			36.5	52.5	67.5	91.5	106.5
回 転 数			77.0	97.7	111.6	22.8	128.0
平均図示圧力	上部/下部	kg/cm ²	2.81/2.51	3.95/3.52	4.78/4.16	5.54/4.99	6.17/5.44
	燃発最高圧力	kg/cm ²	42.5/42.6	45.7/45	46.5/45	47.7/44.9	47.4/44.3
図 示 馬 力 上 部 / 下 部			1,642/1,271	2,931/2,266.5	4,049.5/3,053	5,169.5/4,029.7	6,000/4,577
図 示 馬 力 合 計			2,913	5,197.5	7,102.5	9,199.2	10,571
掃気ポンプ図示馬力合計			153.7	324.7	469.5	6,93	677.1
軸 馬 力			1,864	3,742	5,615	7,496.2	8,565
機 械 効 率			%	64	72	78.8	81
燃 料 消 費 量	毎 時	kg/hr	354	668	963	1,263.7	1,452
	毎 時 毎 軸 馬 力	g/BHP/hr	198.9	178.4	171.5	168.6	169.5
	毎 時 毎 軸 馬 力	g/BHP/hr	190.5	179	172	169.1	170
	毎 時 毎 図 示 馬 力	g IHP/hr	121.8	129	136	137.8	137.7
圧 力	シリンダ冷却水	kg/cm ²	1.65	1.75	1.8	1.93	2.05
	ピストン冷却水	kg/cm ²	1.85	1.95	2.0	2.18	2.30
	潤滑油 濾器前/濾器後	kg/cm ²	2.85/2.8	2.9/2.9	2.85/2.8	2.83/2.77	2.95/2.9
	掃 気	kg/cm ²	0.07	0.11	0.145	0.17	0.17
排 気 圧 力 上 部 / 下 部			mm	135/110	235/200	340/280	461/384
温 度	シリンダ入口/出口	°C	26.5/28.8	28.5/35.1	30/38.8	30.9/44.1	31.5/44.8
	ピストン入口/出口	°C	26.5/32.2	28.5/40.5	30/46.1	30.9/49.8	31.5/50.1
	冷却水入口/出口	°C	35.5/30.0	36/30.5	37.5/31	41.5/36.7	44.5/39.5
	潤滑油入口/出口	°C	28.3/28.3	30.5/31	32/32.5	34.2/34.4	35.0/35.5
	燃料弁上部/下部	°C	30	30.5	31.5	33	34
	試験場内	°C	101/86	154.5/135	19.7/168.5	238/203.6	260.5/226.1
	排 気 上 部 / 下 部	°C	33	38	45	55	58
	掃 気	°C					
潤 滑 油 消 費 量			シリンダ油 1.6 g/BHP/hr 軸 受 油 0.2 g/BHP/hr				
			4/4 負荷において				

中谷勝紀『船用ディーゼル機関の解説』59 頁、より。

図示馬力は上部＋下部＝合計、軸馬力/図示馬力＝機械効率 となっており、掃気ポンプ図示馬力、即ち掃気ポンプ駆動損失は他の数値に反映されていない。4/4 負荷時の掃気ポンプ図示馬力は判読不能(は誤植)、同ピストン冷却水出口温度は恐らく 49.8°C。なお、出典文献の次頁には 8 気筒 D8Z 72/120R のデータが掲げられているものの、潤滑油消費率は示されていない。

実を言えば、A 重油焚きは戦後、主流を占めるに至った船用 2 サイクル単動大形ディー

ゼルにおいても同じであった。しかし、戦後、イギリス船 *Auricula* 辺りを先達として蒸気タービン船との競争を勝ち抜く必要上、安価な罐用油＝C 重油を船用大形ディーゼルに焚かせようとする傾向が顕現して来た。因みに、ミラノで開催された’53 年の第 2 回 CIMAC(国際燃焼機関会議)は船用ディーゼルにおける C 重油時代の幕開けを告げる記念すべき大会であった¹¹⁸。

何しろ、ディーゼル油とボイラに供される C 重油とでは国際価格に 2 倍の懸隔があったからである。もっとも、我国において初めに試みられたのは C 重油ストレートではなく A 重油と C 重油とのブレンドであった。

そもそも、船用主機としてのディーゼルは 10000 馬力以上になると蒸気タービン・プラントに対して劣勢を託っていた。とりわけタンカーにおいては油槽の加熱や洗浄に大量の蒸気が用いられるため大容量の補助ボイラが不可欠となり、主ボイラを持つ蒸気タービン船はこの機関部装備全体の軽小性という面において著しく有利であった。しかも、ディーゼルは燃料油より遥かに高価な潤滑油、とりわけシリンダ油の消費が多く、燃料油消費量における物的節約効果が経済的に相殺されかねぬ状況があった¹¹⁹。

また、ボイラの燃焼制御が自動化された段階の蒸気タービン船と比較すれば、当時のディーゼルは運用・保守に相対的に多くの人員を要し、その経費という面においても劣性に立たされていたから、価格の安い残滓油ないし残渣油をこれに焚かせることはその出力向上と相俟って対タービン競争を勝ち抜くために絶対不可欠の条件となっていた。

C 重油焚きは一般にシリンダ摩耗の 2 倍程度の増大、ピストンリングの膠着に因るガスの吹き抜けとピストン焼損、 P_{max} 増大に因るピストンクラウン焼損及び軸受焼損等のトラブルを惹起したが、これらに対しては燃料を船内にてドラバルあるいはシャープレスといったブランドに代表される遠心分離器にかけ、灰分を除去したり燃焼改善策が講じられたり Cr メッキ・ピストン・リングが導入されたりといった方策が講じられて行った¹²⁰。

そして、当然ながら複動ディーゼルにおいても C 重油を焚く運用法が試みられた。次表は前表と同系列の MAN 複動機関 5 気筒モデルにおける C 重油運転試験成績を示す。

表 I-8-4 MAN D5Z 72/120.P 型複動ディーゼル機関陸上 C 重油運転試験成績

¹¹⁸ 山根『ディーゼル機関の実際』改訂版、152~153 頁、参照。

¹¹⁹ 内燃機関がレシプロ蒸気機関と比べて潤滑油消費が甚だしく多いことや、これに関連する諸問題、蒸気タービンの潤滑油消費が問題にならないレベルであることについては「作業物質中の混入異物対策に見る熱機関技術史の基本問題(1),(2)」、「浦賀船用聯動汽機 2-DC 型について」、「蒸気機関車における絶気・惰行運転補助装置について」、「日本海軍洋上艦艇における補機駆動タービンについて」、「蒸気原動機技術史要論』の中で降りに触れて論じられている。

¹²⁰ 山根『ディーゼル機関の実際』改訂版、152~153 頁、同『シリンダライナの摩耗と C 重油・潤滑油』、中谷『船用ディーゼル機関の解説』76~78 頁、参照。

M. A. N. 型機関陸上試運転成績摘要

D5Z 72/120P 機関番号第1153号

使用燃料油…C重油 比重 0.973

発熱量 9338. 1kcal/kg

施行年月日 1953—9—14, 17.

負 荷 率			1/4	1/2	3/4	4/4	115/100
試 験 時 間 操縦ハンドルの指標 毎分回転数 平均図示圧力 上/下 燃焼最高圧力 上/下 シリンダ圧縮圧力 上/下 図 示 馬 力 軸 機 械 効 率 熱 効 率	時 分		0—30 30	0—30 46	0—30 66.5	4—0 91	0—30 110
	rpm		76.5	96.5	114.2	124	129.8
	kg/cm ²		2.94/2.33	4.18/3.27	5.06/3.95	5.88/4.86	6.42/5.32
	kg/cm ²		43.1/39.3	44.7/42.5	45.8/44.4	45.8/45.4	46.3/45.6
	〃		34.5/32.5	37.5/35.5	39/37	40/39	40/39.5
	i HP		2030	3688	5278	6815	7763
	bHP		1385	2760	4203	5542	6373
	%		68.2	74.8	79.6	81.3	82.1
	%		34.4	36	37.2	37.6	38
燃 料 消 費 量	毎 時	kg	273	519	765	996	1135
	毎 時 毎 軸 馬 力	g/bHP-h	197	188	182	179.7	178.3
	10.000 kcal/kg とすれば	毎時毎軸馬力	g/bHP-h	184	175.5	170	167.8
	毎時毎図示馬力	g/iHP-h	125.5	131.4	135.6	136.5	166.5
シリンダ注油消費量		g/bHP-h					
掃 気 圧 力 排気圧力(主管)上/下 空 氣 比 煙 色	kg/cm ²		0.05 75/60	0.09 105/105	0.12 175/190	0.14 225/250	0.155 260/290
	水柱 mm		5.66/7.78	6.18/6.03	3.42/4.67	3.40/3.77	2.93/3.57
			無 色	無 色	無 色	無 色	無 色
圧 力	燃 料 噴 射	kg/cm ²					
	潤 滑 油	〃	2.9	2.8	2.8	2.9	2.7
	ピストン冷却水	〃	1.7	1.75	1.85	2.0	2.25
	ピストン冷却装置空気	〃	2.0	2.0	2.2	2.5	2.6
	シリンダ冷却水	〃	1.5	1.5	1.6	1.7	1.85
温 度	シリンダ冷却水 入口/出口	°C	28/35.6	29.5/37.8	31/42.4	30.5/43.2	32.5/47
	潤滑油冷却器 入口/出口	〃	33/31	34/32	35/33	38/35	41.5/38.5
	ピストン冷却水 入口/出口	〃	29/34.4	29.5/40.3	31/46.5	30.5/48	32.5/50.9
	燃料弁冷却水 入口/出口	〃	/29.5	/31	/33	/35	/36
	排気ガス気筒出口 上/下	〃	86/62.6	138/106.4	200/157.6	242/194.4	309.8 /246.4
	同主管出口上/下	〃	91/69	149/106.4	212/157.6	262/194.4	328/246.4
	燃 料 油	〃	37	69	83	61	72
	掃 除 空 氣	〃	34	38	43	49.5	52.5
	試 験 場 内 水	〃	27	28	28	25	32
	海 水	〃	26	26.5	26.5	25	27

山根『ディーゼル機関の実際』海文堂、1955年、298頁、第68表。

然しながら、複動ともなれば元来、下部燃焼室の燃焼不良が不可避である上、産業廃棄物

としての C 重油は大量の有害燃焼生成物を発生させるため、ピストン棒、同スタッフイング・ボックスの摩耗や膠着といった複動固有の問題が惹起された。機関側においては図 I-8-4 に 2.17 として示される耐熱鋼製カラー“焰止環”を下部気筒蓋から立上げてピストン棒を護る方途が導入された。また、補助材料側では硫黄分含有率の高い C 重油の燃焼生成物中の硫酸を中和するためアルカリ水溶液と乳化した潤滑油をスタッフイングボックス用い、ピストン棒表面のラッカ状生成物の発生抑止に成功したのと報告がなされたりもした。

もっとも、後者は程無く立ち消え、機関側についても前者以外にこれといった積極的手立てを欠いたことから、粗悪油の使用によってパッキング・リングの膠着、更にはピストン棒の焼損、屈曲、折損といった機関停止に繋がる事故への不安は高まるばかりとなった。その結果、複動ディーゼルは大形ディーゼル用燃料油の C 重油化によって最終的に息の根を止められることとなる¹²¹。

爾後、船用ディーゼル界は単動機関のビッグ・ボア化、排気ガスタービン過給化、ロングストローク化、単流掃気化の流れを辿って今日に至っている。恰も複動化に対して極めて有利に作用した MAN の反転掃気法やズルツァの横断掃気法といったシンプルな技術はこと長行程化に際しては桎梏としての役割しか果たすことはなかった。排気ガスタービン過給システムの進歩の結果、中・低速ディーゼル界には著しい進歩が訪れ、今や大形 2 サイクル単動ディーゼルの気筒当り出力は 1 万馬力に達している。複動機関などという盤根錯節たる原動機が顧みられる客観的可能性は最早、完全に失われたワケである。

¹²¹ バナジウム・アタックや硫酸腐食といった問題点については山根前掲『シリンダライナの摩耗と C 重油・潤滑油』18~19、88~89、94~95 頁他、今村弘人『船用ディーゼル機関』山海堂、1995 年、30、52~53、108 頁他、参照。栗野誠一あたりは C 重油の問題にまでは直接触れることなく、熱負荷や漏洩にまつわるトラブル故に低速では一応実用化されているものの、単動高過給機関の方が有利な趨勢にあり、こと高速複動ディーゼルに関しては「まず成功する見込みはない」と突き放したものである。『内燃機関工学』山海堂、1958 年、20 頁、参照。

なお、燃料油の品質低下は機関本体燃焼部位の硫酸腐食やバナジウム・アタックといった問題以外にも、①：燃料自体の自己潤滑性の低下、②：石油精製過程で用いられる触媒のアルミナやシリカアルミナ製多孔質担体を起源とする固形粒子の燃料内への混入、に因り噴射ポンプ・エレメントの摩耗という問題をも激性化させた。これに対しては当初、エンジン・メーカーによってプランジャ径ならびに隙間の増大といった稚拙な対策が打ち出されたものの著効無く、交換頻度が徒に高まったため、修理技術としてのプランジャ表面への特殊合金の溶射、製造工程におけるセラミック・コーティングといった抜本的対策が講じられて来ている。前者、即ち“カバードプランジャ”については武谷前掲『ボッシュ式燃料ポンプの摩耗』、参照。

蛇足ながら、2015 年より欧米の特定海域を航行する船舶は認証を受けた高価な排ガス浄化プラントを作動させるか低硫黄燃料油を焚くか、何れかの選択を強制されるようになった。洋航船の場合、現実的には燃料切替えを行う手口が主流となろうが、機関本体、噴射系の摩耗問題等、対策技術の最終的マッチングについては未だ模索中のようなのである。

補論：串山 正「旧海軍艦艇主機 2 サイクルディーゼル機関での諸問題」寸評

串山 正(1925-)は三菱重工業長崎研究所でかの UE 機関の開発に係わった経歴を有する技術者であり、主たる活躍分野は排気ガスタービン過給機を含むディーゼル・プラントにおけるガス流動シミュレーションにあった。この意味において串山は複動ディーゼル退治の主力選手の一人であったということになる。

その技術者としての功績にも拘わらず、串山が「渋谷文庫調査委員会」の一員として起草し、『「渋谷文庫」と我が国造機技術の発達』(2001 年)に収められた表記の文章は臨機調文書が艦本式ディーゼル機関の技術史においては一部の機種に係わる、しかも中間的な診断報告書に過ぎぬという歴史的制約性が叙述内容に活かされていない点において、また、当時のディーゼル機関一般及び艦本式ディーゼルに係わる信じ難いような基本的誤解において、あるいはディーゼル機関の排煙に係わる理解し難い認識において看過され得ない内容を有している。

かような諸点は艦本式ディーゼルに興味を抱かぬ読者にはどうでも良い事柄ではあろうが、そうではない読者が串山の文章のみを通じて艦本式ディーゼルに係わる歪んだ描像を抱くとすれば、やはり技術史屋の端くれたる筆者としてこれを黙認することは到底出来ない。以下、論理展開に従うのではなく彼の筆の運びを辿りながら問題点を列挙しておく。

第 1 に、22 号内火機械が「終戦直後に標準化された」という記述(159 頁 7 行目)は全く事実と反する。それが 1932~'33 年に始まっていることは本文記述の通りである。

第 2 に、「發動筈」は気筒＝シリンダであってシリンダライナを意味する語ではない(166~167 頁)。ライナを意味する当時の海軍における述語は「入子」ないし「入籠」である。

第 3 に、1 号機械の気筒が上下の鋳鋼製部分と掃・排気ポートを有する「鋳鉄製の中間筒」から成ったという記述もとんだ誤りである(166 頁下)。

第 4 に、1 号機械(をはじめとする艦本式複動ディーゼル)の掃気方式を「ループ式」とする記述は違和感満点である(166 頁下)。艦本式複動ディーゼルの掃気法の手本となったズルツァ機関の掃気法は反転掃気の要素を加味し、又、それ故に三菱 MS との間に悶着を越した RSD 型のそれではなく、ヨリ旧い SD 型、MD 型等のそれであり、純然たる、教科書に載せられるような横断掃気である¹²²。

¹²² 普通の表記ではこれは cross-scavenge : 横断掃気そのものである。何故か Charles, F., Taylor は横断掃気を串山のように loop-scavenge、反転掃気ないし今日我国で言うループ掃気を reverse-loop scavenge などと呼び、Arthur W., Judge も横断掃気を loop-scavenge、ループ掃気を reverse flow scavenge などと表記しているが、これではヤヤコシイこと夥しい。我国でも古くは「横腹掃除型」、「反轉型」、「横腹掃除型に反轉型を併用したもの」、「宙返型」、「三流型」などと分類されたりしたが、錯雑の極みである。cf., Taylor, *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*. 2nd., ed., Vol. I, Mass., 1965, p.212, Judge, *High Speed Diesel Engines*. 6th., ed., London, 1967, pp.341~342.

然しながら、現用の標準的呼称法ではズルツァ旧型のような掃排気孔が正対したモノは

第 5 に、1 号機械のピストン部材について(169 頁)、9 行目：「銅帯」は胴帯ないし“胴環”、10 行目：「胴体」は胴帯ないし“胴環”、13 行目：「銅帯」は胴帯ないし“胴環”の誤りである。

第 6 に、「クロスヘッド滑り金を遊動式に改良」(170 頁 10 行目)は両ガイド式クロスヘッドを有する 1, 2 号機械だけであり、11, 13 号機械には該当しない。

第 7 に、J. ワットが 18 世紀末、複動方式を「横置式蒸気機関」において実用化したなどというのは全くの出鱈目である(176 頁 3 行目)。

第 8 に、再びピストン部材について、「銅帯」は胴帯ないし“胴環”の誤り(176 頁 10 行目)。「鉛胴帯」は銅鉛^{ケルメット}の帯を外周溝に嵌入した胴帯ないし“胴環”の誤り(177 頁 3 行目)。

第 9 に、176 頁から 178 頁にかけて、ピストンに作用する機械的側圧とそれに起因するトラブルについて延々と議論されているが、ズルツァ型の横断掃気機関においてはピストンの片側に断続的に作用する掃気圧由来の側圧が排気孔だらけの反対側摺動部位に対して及ぼす悪影響がとりわけ厄介な持病としてあった。この点において厄介者のポートを片寄せ、一見、敢えてトラブルの巢を抱えたような格好に映りがちな MAN の反転掃気の方が実は垢抜けた実質を有していた。無論、B&W タイプの排気弁付き単流掃気に至って全く気兼ねの無い遣り方となっているワケである。

それにしても、独自開発の MS よりズルツァ機関を多数製造していた三菱長崎において、如何にライセンス生産とは言え、そのズルツァ機関に係わる常識が研究所員に知られていなかったなどということがあったのであろうか？

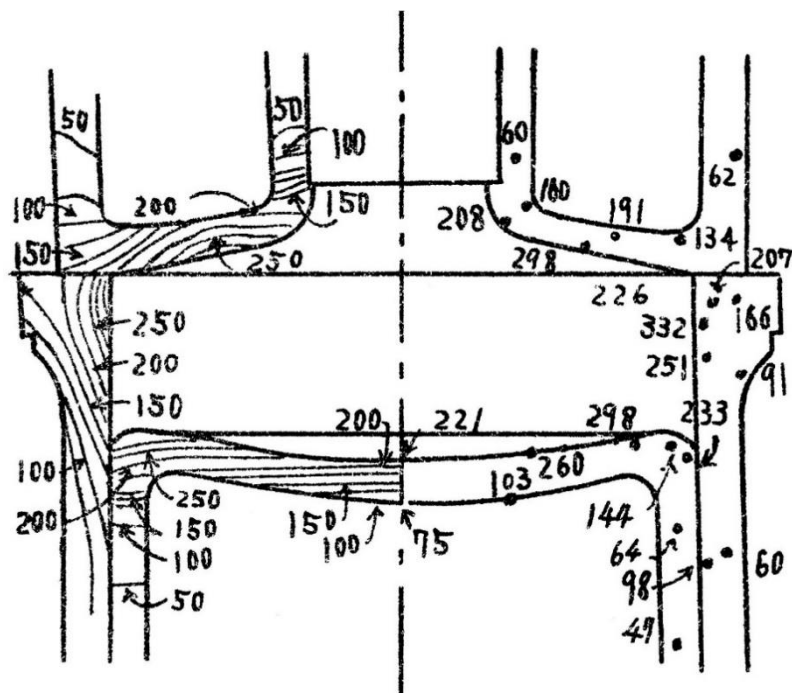
第 10 に、「4 サイクル機関のピストンスラッピング」(177 頁 6~7 行目)はどう考えてもトラシクピストン式機関のピストンスラッピングとすべきところである。

第 11 に、気筒潤滑油の下部気筒へのオイル下がりに係わり、「これも黒煙が出た原因の一つである」(177 頁 16~17 行目)とする記述には疑問を抱かざるを得ない。燃料細流の熱面衝突に依る霧化・分散→着火のようなケースとは異なり、相対的に高粘度・高発火点の潤滑油が比較的低温の気筒内面を伝って滴り落ち、最後に下部燃焼室の高温部に触れたところで霧化は僅かであり、かつ、それに由来する機関排出物は黒煙ではなく、せいぜいオイルミスト＝白煙であり、多くの内部残留物はカーボン・デポジット＝炭渣であったということになる。

気筒各部の温度測定結果に一例を紹介しておこう。この機関は空気噴射なのか、あるいは解説されている 600×1600mm という長行程に鑑みれば B&W にかような機関が在ったのか、については不明である。

上のように cross scavenging : 横断掃気、MAN の如くこれらを同一側に配する様式は loop scavenging : ループ掃気、と呼ばれる。この用語法は例えば Paul., H., Schweitzer, *Scavenging of Two-Stroke Cycle Diesel Engines*. N.Y., 1949, p.15 Fig.2-5 に倣うものである。

図 I-補-1 2 サイクル大形機関(600×1600mm)全負荷 100rpm.運転時の各部温度



『生徒 選修學生 内火機関教科書』45 頁、より。

左側は等温度曲線。右側は特定点における温度。64 と 47 はそれぞれ 640 と 470 であったが修正した。

第 12 に、「蒸気往復機関ではピストンの作動時温度も低いし掃排気孔列もないので、ディーゼル機関で改めて解決すべき潤滑上の根本問題であった」という記述(176 頁、下 7~6 行目)について、蒸気機関やガス機関においても単流機関は存在していたから、少なくとも排気ポートの付いた気筒の潤滑問題はディーゼル以前から意識されていた。この場合、蒸気機関においては如何に潤滑油を少なく済ませ、サイクル中の水から油分を如何に分離除去するかが課題であり、内燃機関においては油の高温粘度や対酸化性が問題であった。

最後に、串山は戦後の船用低速ディーゼルにおけるライナ摩耗等に関連して、「1 年以上ピストンの無開放が実現できたのは 1980 年以降であった」(176 頁下)と述べている。しかし、仮令、それが真実であったにせよ、その実現を遅延させた要因は決して串山が語る「矢継ぎ早な過給出力増大競争に明け暮れ」たことだけではなく、そもそも大形ディーゼルが C 重油を焚かされるといふ戦後転換期の原点に在った。A 重油を焚き続けておれば高負荷化と気筒開放回帰延長はヨリ速やかに両立させられていたことであろう。

小括

艦型が少々大きかろうが小さかろうが、原子力推進システムと核弾頭付きミサイルでも持たぬ限り潜水艦などという艦船は所詮、海のコソ泥的存在に過ぎない。この基本的制約の下にあって日本海軍が追求した大潜水艦主義は見当外れの極致でしかなかった。そして、造機能力を超えた高馬力追求路線は然るべき蹉跎の泥沼に呻吟した。

1941 年より横須賀工廠造機部外業工場(新造船造機艙装と入渠艦船の造機修理を担当)技師を務めた石橋靖弘は次のように回想している。

連日のように潜水艦は帰港し、その都度エンジン開放、ピストン交換が特急工事として行はれ、潜水艦担当の小比賀部員の補佐官として組立工場の斉藤(技)中尉などとドブ鼠のように真黒になって潜水艦内を連日はい廻っていた印象が強烈なものと、日本の潜水艦が入港の都度ピストン換装のため多くの時間と労力を要し、結果として出撃日数が少くない事が戦果のあがらない原因と思っていた。

潜水艦が主力艦隊と共同作戦出来るように船体の大型化、大馬力高速化が求められた結果、ディーゼル主機は 2 サイクルダブルアクティング型が採用されたのであるが、保守上重大な問題が生じていたのである。ドイツやアメリカと全じように小型潜水艦の多量生産を進めていたら戦況は随分違ったものになっていた事だろう¹²³。

確かに、斯くの如きイタチごっこ状態であれば、欠陥対策品の図面を引いて製造してもリードタイム無しに何れかの艦にこれを組付けてはその使用実績をサンプリングし易い状況があったのも皮肉な道理である。要は、普段の尻拭いに加えて入退院の繰り返し！ 無論、そのサイクルが順当に回ったのはあくまでも修理された艦が撃沈されず再度、帰投出来ればのハナシではある。

夙に標榜される日本海軍の所謂、巡航潜水艦の大形高速性について糺しておけば、同じく 1943 年に就役した艦本式 2 号 10 型複動ディーゼル 7000 馬力 2 基装備の伊 37 号潜水艦と GM16-278(16V)1600 馬力 4 基装備のアメリカ海軍 SS261 *Mingo* の水上/水中速力は前者の 24/8kts に対して後者は 20/10kts となっていた。つまり、肝心の戦闘状態において問われるべき水中速力では日本海軍大形潜水艦の方がアメリカ海軍のラバーに対して劣速を託っていたワケである¹²⁴。

また、「小型潜水艦」の主機となるべき中速ディーゼルや大形高速ディーゼルは洋上艦艇主機、一般陸舶用機関、機関車エンジンを共通の使途としつつ発展して来た、そして今後とも発展して行くべき原動機である。それ故、仮に日本海軍が潜水艦の運用計画と開発に関し

¹²³ 石橋靖弘「横須賀工廠造機部外業工場での思い出」海軍造機会『回想録』90~96 頁の 93 頁、より。

¹²⁴ 大原信義「私の海軍」同上書、130~133 頁の 132 頁、参照。但し、そこに GM16-278 が V8 とあるのは誤り。同系の 278A 型機関については長尾不二夫『第二次改著 内燃機関講義』(上巻)、養賢堂、1956 年、441~442 頁、444 頁、第 6・175 図、参照。アメリカ海軍潜水艦の大きな水中横滑り速度に係わる渋谷の貴重な証言とそれに係わる技術論については再び拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』122~126 頁をご参照頂きたい。

てより正しい路線を志向していたとしても、技術錬成の前提たるこの種の広範な技術的連携を欠く構図の中で世界水準の中速及び大形高速ディーゼルを発展させようとする試みには致命的困難が伴わざるを得なかったであろう。

この国では三菱神戸のヴィッカーズ系を除いてかような技術連関の展開に幾分なりとも成功していた中速ディーゼルは無い。また、大形高速ディーゼルに至っては漸く敗戦時、三菱東京 ZC707 において将にこれからという段階に辿り着いたところというのが偽らざる実態である¹²⁵。

ディーゼル技術は鉄道省における動力技術サブシステム中のアキレス腱をなしたが、日本海軍においても似たような位置付けが妥当した。民間技術力を頼りにしようにも、中速ディーゼル及び大形高速ディーゼルに係わるこの国の民間の技術的力量自体が官界のそれに劣らず低位であった。もっとも、かような状況下、愚かにも戦争に乗り出した責任は偏に無能を極めた支配層にある。

同じく無謀な戦争を仕掛け、一敗地にまみれた技術大国ドイツの片割れは世界に冠たるその大形高速ディーゼル技術を擁護するため有力メーカーに MTU を結成させると共にその製品を海軍と国鉄で共用せしめることを通じて大形高速ディーゼル技術の温存と発展、世界商品化を国家戦略の一環に据え、まんまと成功した¹²⁶。

これに引き替え、旧日本海軍系ディーゼル技術は 2 サイクル複動ディーゼルをはじめ中速、高速を問わず、ほぼ戦後世界においてはゲテモノかアンティークに類する程度の作品しか生み出せておらず、それらをひねくった処で所詮、何がどうなるという程のモノではなかった(25 号は海軍ではなく三菱神戸独自の技術)。

本邦航空発動機工学界のボスであった富塚 清は自伝的回想記の一つ、『八十年の生涯の記録』の中で何時の時代のモノかについては不明ながら、日本海軍の潜水艦全般の不出来ぶりについて次のような記述を残している(【】内引用者補)。

東京にて

われわれのところには、アメリカのレーダーの優秀なことがとうに知られていた。十七年夏のツラギ【夜】戦のときは日本兵の訓練による肉眼が勝ったが以後間もなく、アメリカのレーダーの独壇場となる。日本の潜水艦の劣性は誰しも意外とするところ。これは、日本のが、つんぼの大声、それにエンジン排気が濃いとあり、隠密行動の不如意が原因であると知らされた。煙と雑音はエンジンのせいであるから一朝一夕でなおらず、水中聴音器だけは何とかなろうと【東京帝大航空】研究所の音響専門家、佐藤孝二君あたりは狩り出される。水中聴音器の感知部には、ロッシェル塩が要る。それは、酒石酸カリ・ソーダ、それは葡萄酒生産の副産物とあり、この年各地で、山ぶどうを学童にとらせたりし始める。しかし一切が手遅れである¹²⁷。

¹²⁵ ZC707 については拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』第 7 章、特に第 3 節、参照。

¹²⁶ 拙著、『ディーゼル技術史の曲りかど』第 7 章、参照。

¹²⁷ 富塚 清『八十年の生涯の記録』私家版、1975 年、187 頁、より。

蓼品にて

ここの病兵の中には、潜水艦乗りの休養の連中も混っているのだそうで、三週間の休みのあとまた前線に行く。日本の潜水艦は中の空気がすごくわるく、機の抽出をあげ、その中の空気を一寸吸っては、またしめておく程だとある。だから身体が痛んで、長い戦争にたえられない。アメリカのなどは、少人数で動かさ、空気はきれい、いくらでも、長つづきするのと、えらいちがい。(艦の性能向上のみを考え、人間の生活を無視したむくいである)¹²⁸。

川岸村にて村人との談話(現・岡谷市川岸)

村人「ここに療養に来てる水兵さんの中には潜水艦乗りを一〇年もやっている老練なのがあるそうですが、やはり、芯から乗りたくないといえますね。乗って出かけるときには、生きながら地獄におとされるような気がするそうです。あれよりは、不治の病だって宣告される方がまだましだと思う程ですって……」

富塚「ともかく居住性がわるく、水中聴音器などわるく、勝負にならないんだから、出撃させられる方はつらいわね。士気上る筈はないさ」¹²⁹。

これらの引用から浮び上がって来る日本海軍潜水艦の不出来ぶりの一端がここまでの技術史的考証の全てと符合することは明らかである。それでも、有能な海軍造機技術者達が嘗めさせられた辛酸は戦後日本の民間造機産業を支え、新しい世代の造機技術者を育てる原動力となった。これは確かな事実である。しかし、突き放した言い方をすれば、それは自身、決して「鉄の棺桶」に入れられることのなかった技術士官達が戦後、最低限、繰延べ返済した戦争責任の一つに過ぎない。また、それすら果されなかったとすれば、あの馬鹿な負け戦と不出来な軍事技術の低劣性の所以について今更、くどくどと詮索する意味など、この筆者にして見出し得た筈も無い。

第一次世界大戦における毒ガス兵器の乱用、第二次世界大戦におけるユダヤ人虐殺という大罪を相次いで犯したかのドイツの片割れは先の敗戦後も決して只では起き上がらなかったが、西ドイツとて決してあらゆる造機技術分野において巧く遣り果せた^{おお}ワケではない。中速ディーゼル技術分野におけるその失敗とフランスにおける SEMT-Pielstick 機関の成立にまつわる話題については第Ⅱ部にて若干、触れるが、仮令それを筆者の守備範囲内のこととするにせよ、それを本格的に取上げるのは前途遼遠の課題とするしかない¹³⁰。

なお、日本海軍における小形潜水艦主機及び洋上艦艇用発電補機として多用された三菱 4 サイクル中速ディーゼル群の一端については第Ⅲ部にて満鉄ディーゼル機関車開発計画との絡みで新潟鐵工所製機関と相並んで取上げられることになるが、それに先立ち、我々は第

¹²⁸ 同上書、203 頁、より。

¹²⁹ 同上書、208 頁、より。

¹³⁰ SEMT-Pielstick は現在では M.A.N. A.G. の子会社 MAN Diesel & Turbo SE の一部と化し、ドイツに取り返された格好となっている。その 4 サイクル V 型中速ディーゼルは高価であり C 重油も焚けないが、衝立の如き艦本式 2 サイクルとは真逆のその姿勢は機関室高さを抑えたい軍用艦艇やフェリー、その他特殊用途向けに根強い需要を掴んでいる。

Ⅱ部として 2 サイクル複動機関を手掛けた海軍造機技術者自身による高速魚雷艇主機向け 2 サイクル単動高速ディーゼル開発について瞥見しておく必要がある。

第Ⅱ部 日本海軍における2サイクル高速魚雷艇主機開発断章
—— 61号~65号内火機械について ——

[Ⅱ]On the Development of High-Speed Diesels for Torpedo-Boats in Japanese Navy
On the Model No.61~65 Internal Combustion Engines

第Ⅱ部 目 次

第Ⅱ部序

1. 排気弁付き単流掃気から部分排気管制型横断掃気方式へ
 2. 62号内火機械……140×180mm
 3. 63号、65号内火機械……190×250mm
 4. 63号内火機械に係わるランゲ技師による設変指導
 5. 技術史的総括
- 小括

第Ⅱ部序

第Ⅱ部においては大战末期に日本海軍で開発された高速魚雷艇用 2 サイクル無気噴射軽量高速ディーゼルについて取上げる。対象は何れも試作段階に止まった機関であり、その意味では制式化以前、艦本式ディーゼル未満のエンジンたちである。ドイツの先例に触発されて中速機関分野における複動化に独自の境地を拓こうとした我が海軍は高速機関における排気管制に依る 2 サイクル単動高速ディーゼル開発においてもドイツを参考とした取り組みに走ろうとした。その成果が即ちその核心である¹³¹。

通説に従ってその概要を列举すれば：

- ・ 61 号内火機械 2 サイクル排気弁付単流掃気、16V-140×180mm、1000HP/1600rpm。
- ・ 62 号内火機械 2 サイクル横断掃気、12V-140×180mm、600HP/1700rpm。
- ・ 63 号内火機械 2 サイクル横断掃気、16V-190×250mm、2000HP/1350rpm。

となる¹³²。

しかし、これらについてはここに記した概要以上の技術情報は流通しておらず、それらのエンジンとしての中身は言わばブラックボックスとなっていた。しかも、開発部隊においてはこれとは若干異なる型式区分がなされていた。即ち：

- ・ 61 号内火機械[YV] 2 サイクル排気弁付単流掃気 140×180mm(上記に同じ)
- ・ 62 号内火機械[YK] 2 サイクル横断掃気・排気孔部分管制式 140×180mm(上記に同じ)
- ・ 63 号内火機械[YVA] 2 サイクル排気弁付単流掃気 190×250mm
- ・ 65 号内火機械[YVC] 2 サイクル 横断掃気・排気孔部分管制式 190×250mm

つまり、65 号内火機械が別型式として起されていた、ということである。制式化未満の試作品なので、型式称号云々など別段気にせずとも良い事柄かも知れぬが、試作品であればこそ開発部隊における呼称を尊重すべきであるという論も成立つのであって、本稿ではこの立場を貫くこととする。

以下の記述はその内容を開発リーダーであった横井元昭(海軍技術中佐、横須賀工廠実験部→山岡内燃機[→ヤンマー])の記述と 63 号内火機械に係わる同時代の設変資料を通じて幾分なりとも明らかにしようとする試みであり、前半部の主人公は部分排気管制型横断掃気機関 62 及び 65 号内火機械である。

1. 排気弁付き単流掃気から部分排気管制型横断掃気方式へ

横須賀工廠実験部並びに造機部で開発された一連の 2 サイクル軽量高速ディーゼル機関における掃気方式の基本はズルツァ型の横断掃気であり、これに掃気ではなく排気の、しかも部分管制を施した点がその最大の特徴である。掃気ポンプについては排気ガスタービン

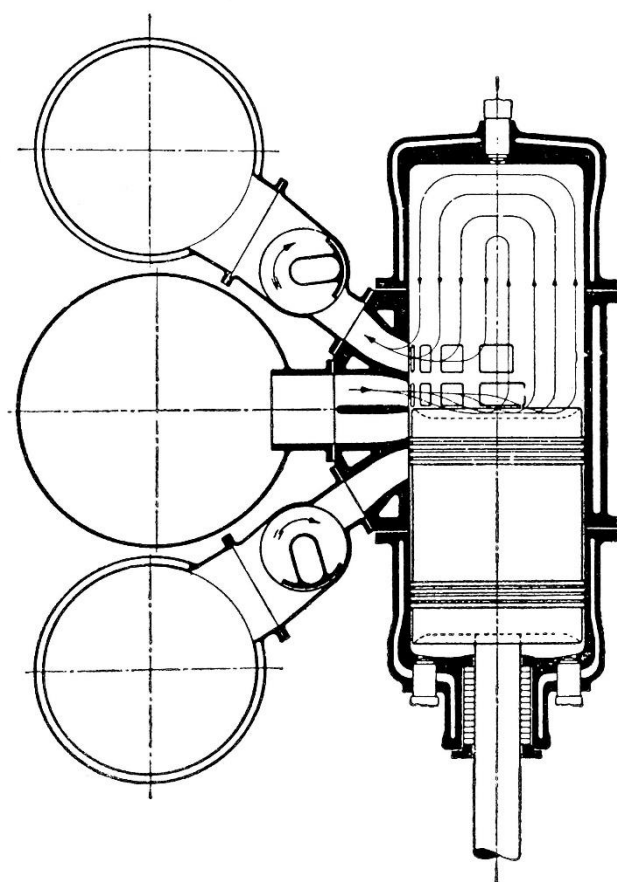
¹³¹ 制式化されたエンジンとしての艦本式ディーゼル(主として 2 サイクル複動と 4 サイクル単動)の技術史については第Ⅰ部「艦本式ディーゼル機関について」、参照。

¹³² 藤田秀雄・村田正之・大原信義・片岡敏道「日本の艦艇・商船の内燃機関技術史(第 2 次世界大戦終結まで)―艦艇用内燃機関編(その 2)―」『日本舶用機関学会誌』第 30 巻 第 8 号、1985 年 8 月、参照。但し、当時の呼称は“内火機械”、“内火機関”等であった。

過給以外の各種のモノが試験され、最終的に最大単筒出力 100HP/2200rpm.辺りにまで到達したというから、少なくとも短時間性能の点においては同時代の 64 号内火機械＝三菱 ZC707 並の存在であった¹³³。

開発過程においてその威力が「証明」された部分排気管制方式の原点は MAN の複動ディーゼルにあった。但し、これは次図に示されるような全部排気管制方式であった。

図 II-1-1 MAN 複動機関における全部排気管制方式



P.,H., Schweitzer, *Scavenging of Two-Stroke Cycle Diesel Engines*. p.87, Fig.9-3.¹³⁴

横井はスイング式で 1 サイクルのみをシミュレートするだけの掃気(ガス交換)実験装置には飽き足らず、前サイクルの残留ガス圧の影響をシミュレート可能な連続回転式の動的掃気試験装置を開発し、様々な掃気方式の効率比較を行った。それは次図以下に示されるよう

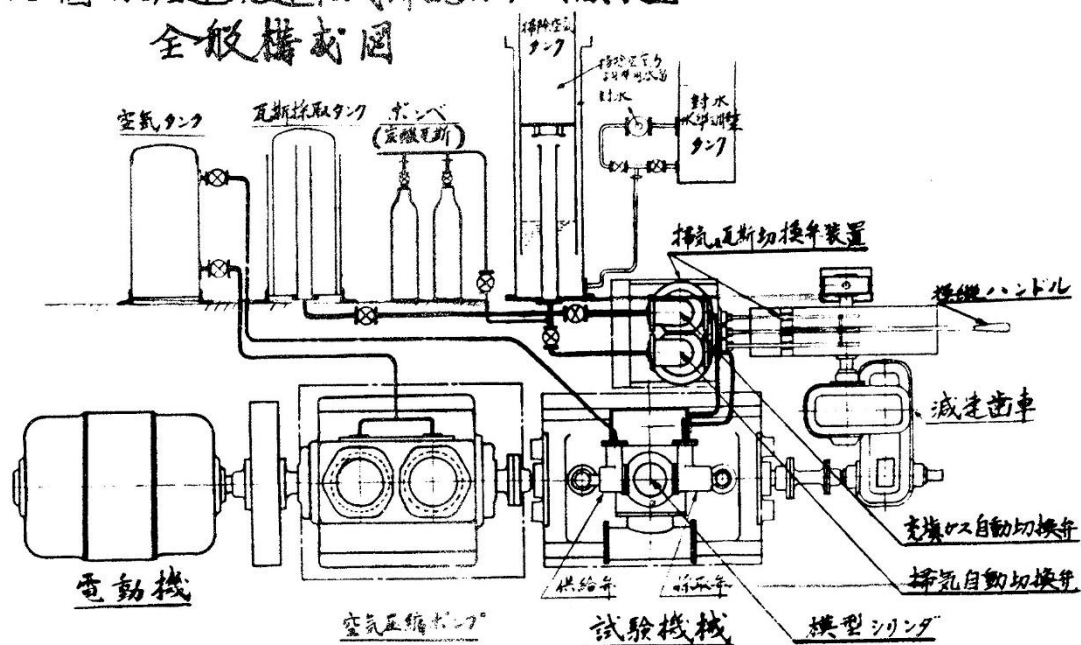
¹³³ 日本機械學會『小型二サイクルディーゼル機関』1948 年、58~63、81~90 頁、参照。

¹³⁴ 本図は戦後、アメリカのライセンシー、Lima-Hamilton Corp.から提供された図であるが、MAN によって 1929 年 11 月 29 日にドイツで出願されたドイツ特許 No.32243 のほぼそのままの実施形態である。発明公報協會『英國特許総覧 内燃機関 上(1932-1935)』1944 年、124 頁、参照。

にかなり大がかりな装置であった。

図 II-1-2 横井の加圧連続式掃気効率試験装置の全体構成

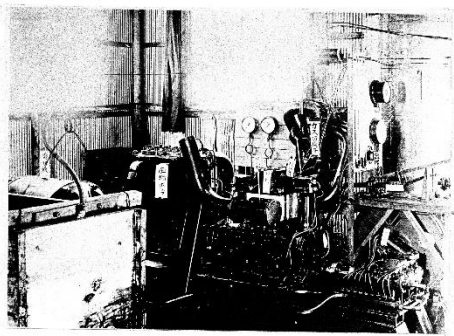
第10図 加圧連続運転式掃気効率試験装置
全般構成図



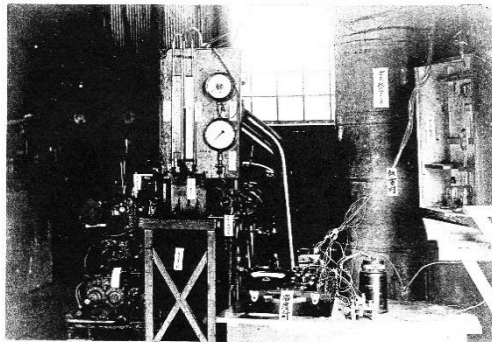
横井元昭「二サイクル機関の部分排気管制掃気法に就いて」京都大学博士論文(1936年11月)、第10図。

図 II-1-3 横井式掃気効率試験装置の外観写真

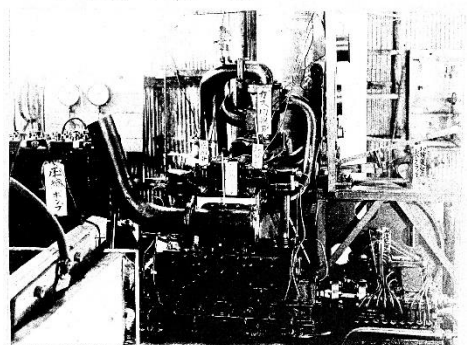
第11図 加圧連続回転式掃気効率試験装置



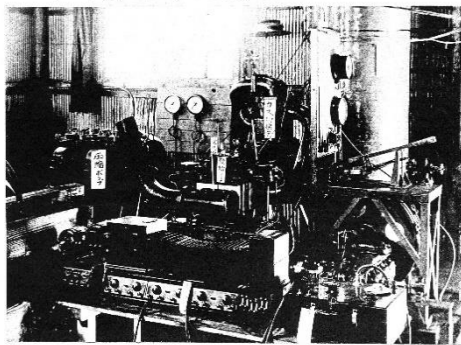
第13図 加圧連続回転式掃気効率試験装置



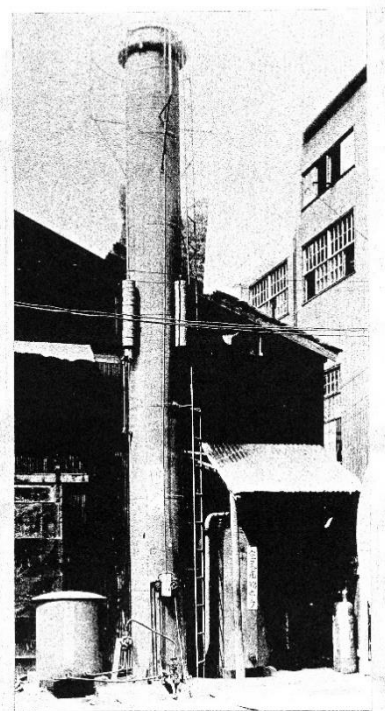
第12図 全上



第14図 全上



第15図 掃除空気タンク



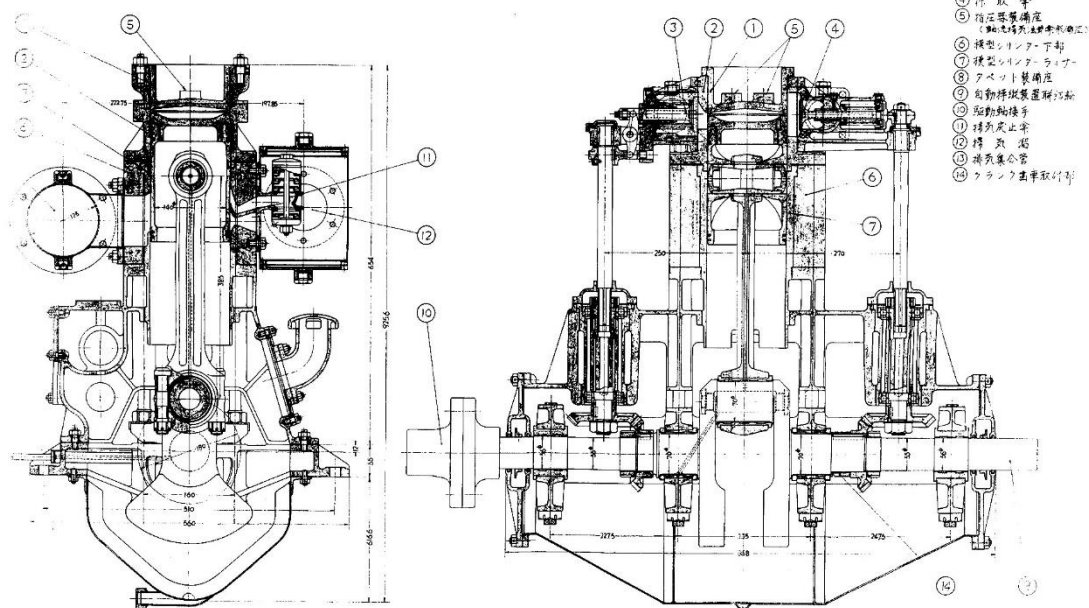
同上、第11~15図。

模型シリンダは小型系列の実機のそれに等しい $140\phi \times 180\text{mm}$ の単気筒であった。図からして接合棒桿部はテーパが付けられておらず平行に削り出されたモノであつたらしい。I断面ではなく“**工**”断面になっており、中央に油道が明けられていたりピストン冠が立派に被さっている事実からは実機部品の流用が想像される。

図 II-1-4 横井式掃気効率試験装置の模型シリンダ

第 10 図

可圧連続回転式掃気効率試験機
模型シリンダ装置組立断面図

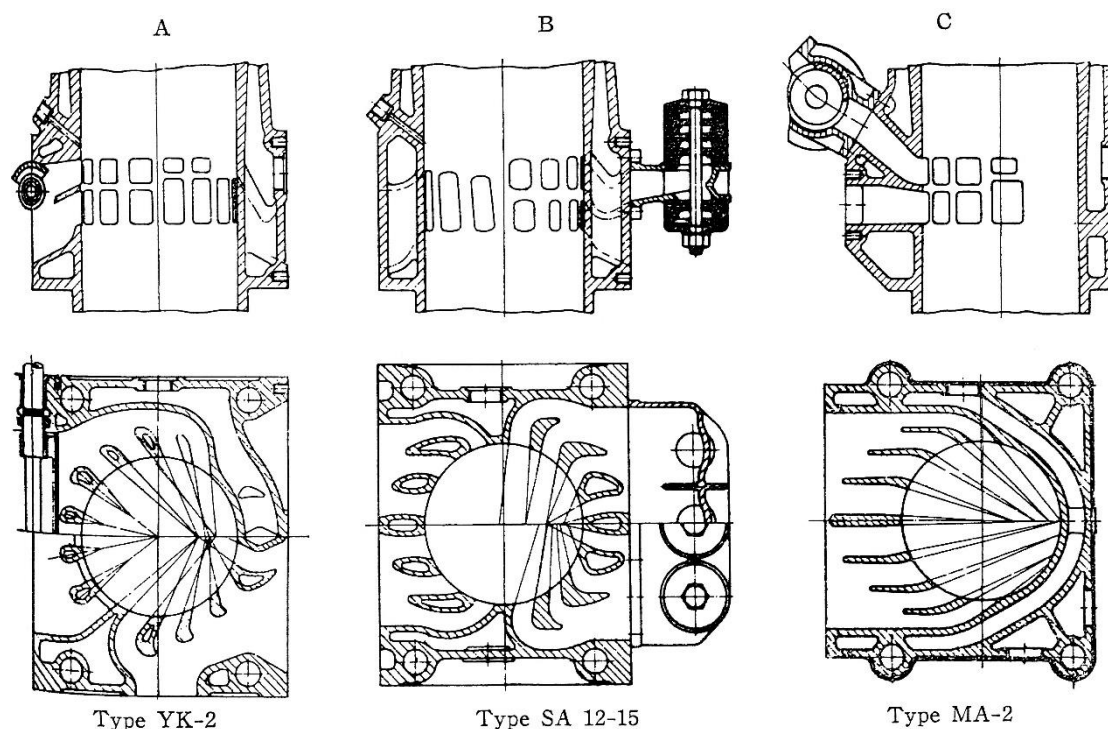


同上、第 16 図。

横井は部分排気管制方式(次図 A)とズルツァ型の掃気管制方式(同 B)、MAN の全部排気管制方式(同 C)の実験機関を製作し、この試験装置を用いて比較実験を行った¹³⁵。

図 II-1-5 横井らの実験機関に供された複流掃気方式 3 種

¹³⁵ B については複動機関における実用例ではあるが、図 I-4-4、参照。



横井元昭「排気孔の一部管制に依る 2 Cycle Diesel Engine の掃気法の改善について」『生産技術』第 15 巻 第 4 号、1960 年、Fig.1。

この論文は「排気孔の一部管制による 2 サイクル ディーゼル機関の掃気法の改善」なるタイトルで『内燃機関』Vol.1 No.4(1962 年 10 月)にほぼ同じ形で掲載されている。

因みに、SA 12-15 は第 I 部にて紹介された 12 号内火機械の掃気方式であり、横井は実際にはズルツァ型としてもう 1 種類、13 号内火機械のそれを SA 13-5 型としてモデル化し実験に供していた。

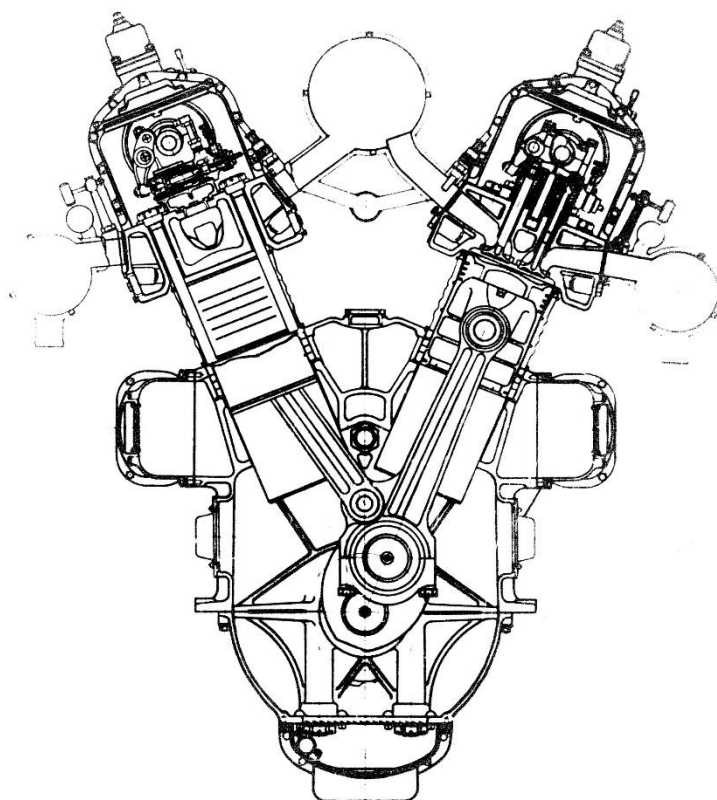
また、横井は掃気におけるガス流動を観察するため、木製の円筒とピストン、ガラス製の蓋から成る 280 φ の模型気筒を製作し、電熱によって半燃焼状態に加熱した木炭粉末をこれに水柱 80mm の「掃気」圧を以て吸入させ、酸素との接触による発光の輝線を撮影する鮮やかな可視化技術を開発、活用した。今様に言えば“物体間反応発色法”であり、そこには横井の才人ぶりが遺憾無く発揮されていた。

さて、横廠機関実験部における小形高出力 2 サイクル・ディーゼル開発のそもそものスタートは誰でも想到するような排気弁付き単流掃気を以て切られ、16V の実機＝61 号内火機械まで造られていた。動弁機構は OHC、4 弁式で機構複雑であり、気筒は各筒独立、水套溶接構造であったが、気筒頭は動弁機構の支持剛性を担保するため 4 筒分一体 casting とされていたから、その製造や開放検査は容易ではなかった。また、接合棒は親子型(副連桿方式)であった。つまり、61 号は第一次世界大戦期から両大戦間期の V 型水冷航空発動機に酷似した内燃機関であった。それにしても、次図に示される通り、主接合棒桿部中央の油道に被さ

るリブが中心線に対してオフセットされているのは誠に珍奇かつ屁理屈むき出しの設計であつたと言わざるを得ない。

図 II-1-6 61 号内火機械

第 160 図 YV 型機関 (61 号 8 型) 組立断面図.



組立断面図

横井「二サイクル機関の部分排気管制掃気法に就いて」第 160 図。

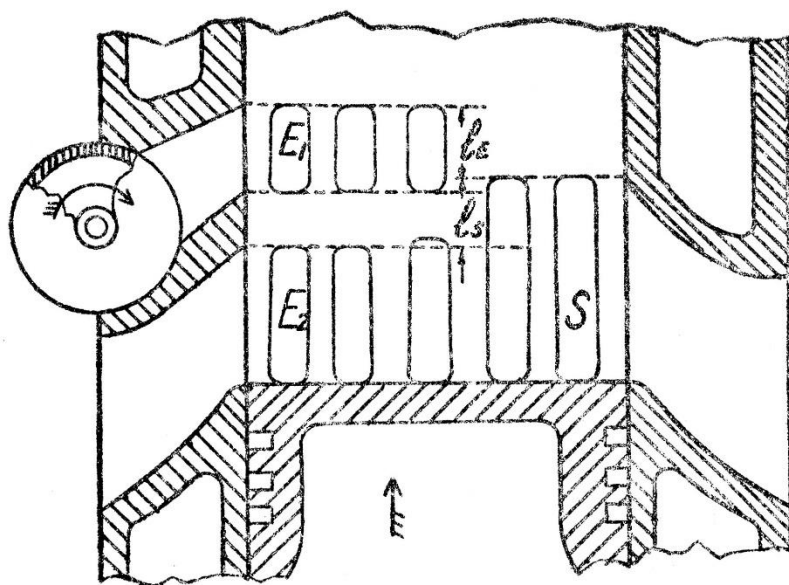
掃気ポンプは遠心式から始め、効率その他の観点から 4 段軸流式(プロペラ型)に変更された。その回転数は 2 万 rpm. に達した。ところが、軸流ポンプ駆動装置における緩衝機構開発に難渋している間に部分排気管制横断掃気方式の実験成績が他の複流掃気方式に比して著しく優っていることが確認され、単流掃気方式の開発そのものが中止に至った。軸流ポンプの方は後に 63 号内火機械において復活を遂げることになる。

横井らのこの間の実験成果に拠れば、世上、最良と想われている単流掃気方式においてさえ回転数、掃気圧、空気通過量、掃気効率の点で最適化は困難を極めた上、排気弁の存在故に燃焼室形状を随意に選べないという不満があった。

ともかく、ズルツァ型横断掃気に部分的排気管制(図 II-1-7)を加えただけで DN(140mm×

2200rpm.)=308,000(平均ピストン速度 13m/s)における掃気と燃焼は著しく改善された。これは排気のエネルギを十分に利用でき、掃気流線を合理化し、排気ポートの早閉じによって掃気エネルギをもポンピング・ゲインとして回収し得たことの成果であり、とりわけ掃気の静圧のみならず動圧をも極度に利用する慣性掃気に成功したためであると解釈された(所謂、カデナシー効果)¹³⁶。

図 II-1-7 横断掃気+部分排気管制方式の詳細

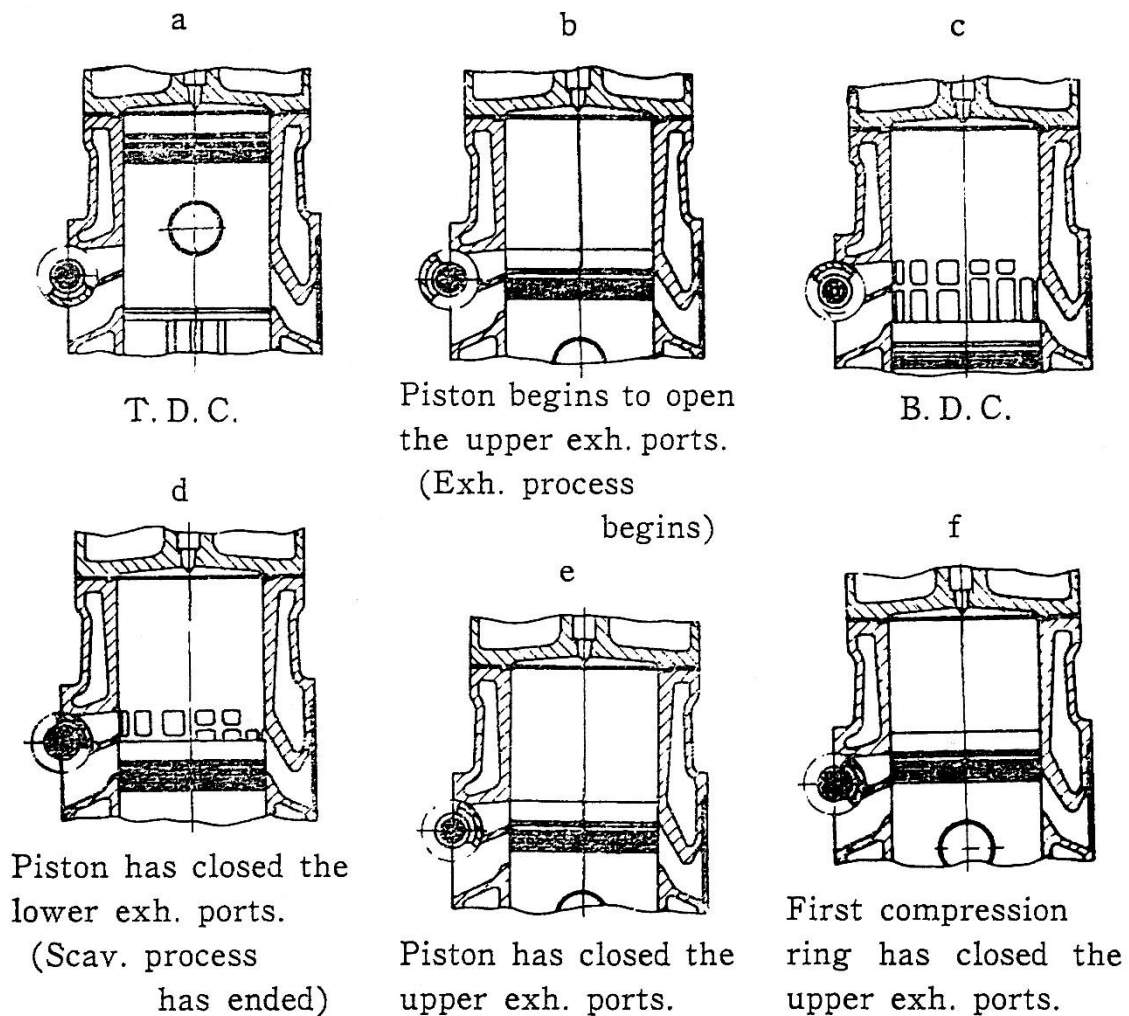


日本機械學會『小型二サイクルジーゼル機関』81 頁、第 32 圖。

この回転管制弁の作用に因って上部補助排気ポートは早く開かれ、かつ早く閉ざされる。管制機構が存在しなければ対称掃気となって早く開く排気ポートは遅く閉じられるしかない。この点を克服する排気孔部分管制の作用状況は次図に示される通りである。

図 II-1-8 横断掃気+部分排気管制方式の作用機序

¹³⁶ カデナシー効果については拙稿「ペッター機関について——カデナシー効果と2サイクル中・高速ディーゼル技術史の一コマ——」『LEMA』●号、●年、参照。



横井「排気孔の一部管制に依る 2 Cycle Diesel Engine の掃気法の改善について」、Fig.2。

元図には全てに回転弁の右回りを示す矢印が描き込まれているが、滲みにより図を著しく見難くしているため、一部(C)のみを修正して残し、他は抹消した。

排気の始めに際して回転弁は開いた状態に在り、排気を気筒の半円周を超えて展開する上部排気孔 E_1 から自由かつ急激に吹出させ、掃気孔啓開直前における筒内圧を大気圧以下にまで下げさせる。この間、弁の摺動面は高温高压の排気流れには触れないから弁体が大なる熱的、機械的ストレスは受けることはない。また、この弁が起動用圧縮空気に叩かれることもない。

掃気孔が開けば掃気の流入が始まるが、掃気管制弁の如き抵抗物は存在しないからその流入はスムーズである。

ピストンが上昇を始めると排気管制弁は E_1 を閉じ始め、ピストンが E_2 を覆った時には E_1 は既に全閉されている。 θ_s は過給代^{しろ}をなすが、この部分排気管制方式においては排気孔の閉塞速度が排気管制を行わない方式ならびに全部排気孔管制方式に比して高いため、充

填作用に優る特性が発揮される。このことは 1 回、スコンと掃気させるだけの掃気試験装置ではなく、連続回転式にして前サイクルの残留ガス圧の影響をシミュレート可能な横井の開発になる件の動的掃気試験装置を用いたガスサンプリングと成分比較や可視化実験、実機のインジケータ線図、あるいは実機装備の筒内微圧オシログラフによって確認された。

ズルツァ型の掃気管制方式においては掃気孔が排気孔より高く設置されるため、排気はブローダウンの前に一旦、排気孔とは反対側の(上部)掃気孔に侵入し、逆止弁によってせき止められるが、これは排気の流れという動的観点からも膨張による排気圧力の損失という静的観点からも損失であった。しかも、排気孔の面積は小さく、排気の吹出しは阻害される上、掃気の流入も管制弁そのものと管制弁から開口部までの流路の抵抗に阻まれるため弱弱しく、掃気側への管制弁を超えた排気吹き返しといった現象さえ起り得る。これを抑止するためには給気比を余分に高めるための掃気ポンプ駆動損失を覚悟しなければならない。

ズルツァの掃気管制方式は回転弁で失敗し、自動弁へと移行したが、この自動弁は排気や起動用圧縮空気によるストレスをまともに受ける。これに反して、横井らの部分排気管制弁はその何れから開放されており、熱い排ガスを扱うにも拘らず、既往の掃気管制弁より機能安泰である……少なくともそれが横井の主張であった。

その成績は $DN=310,000$ 程度(2200rpm.)においても 350mmHg 内外の掃気圧で給気比約 1.5 を保ちつつ、37HP/ℓ 程度の比出力が記録されるほどであった(103HP/cyl)。また、最大 b_{mep} は 1800rpm.において 8.2~8.5kg/cm² 程度であった。

この方式とズルツァ型の自動弁(逆止弁)による掃気管制方式、ズルツァ旧型の回転弁に依る掃気管制方式とは動的掃気効率試験装置にかけられ、また前 2 者については実機運転試験にも供された。その結果、自動弁によるズルツァ型掃気管制方式においては 1000rpm.程度までは掃気圧・給気量を上げてやれば出力的に遜色は示さなかったが、それ以上の回転域においては掃気圧を上げてても掃気効果は上がらず、1400rpm.辺りから発煙運転に陥った。

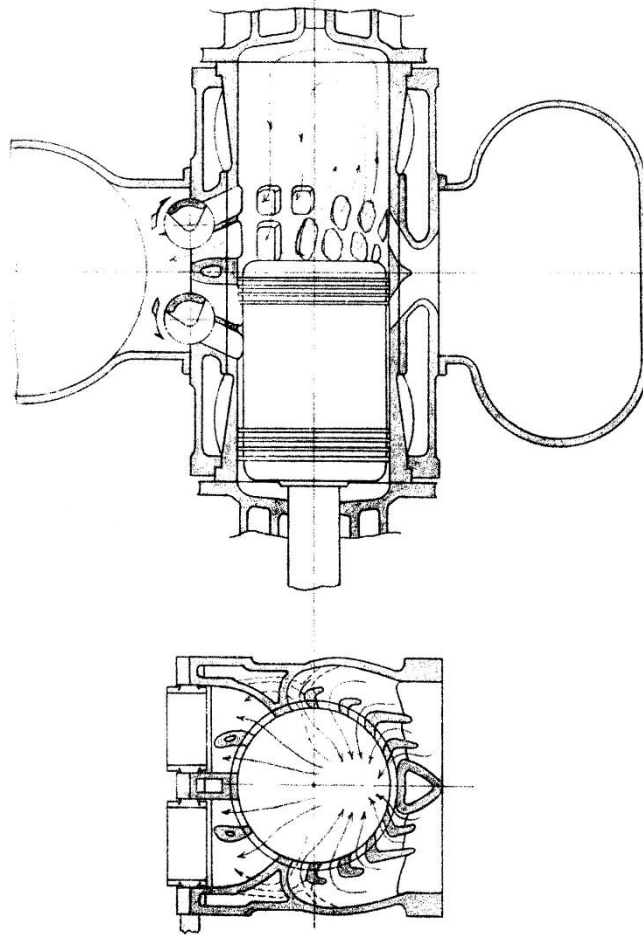
これに対して部分排気管制方式は 1400rpm.を超える頃からその優越性を顕現させ、2140rpm.まで回転を上げて実験してみたが、運転常態は良好であった。

2. 62 号内火機械……140×180mm

この排気部分管制というアイデアは元々、1933 年、横井によって発表されたものであったが、回転式掃気管制弁にてこずった経験を有する古い人々には受け容れられなかった。横井は開発途上で行き倒れになっていた 12 号内火機械の亡骸を改造する許可を何とか取り付け、実験を開始しようとした。しかし、その矢先、上層部の如何なる思惑からか彼はドイツ駐在を命じられたため、12 号を用いた実験は遂に未遂のままに終わった。

図 II-2-1 12 号内火機械の部分排気管制方式への改造方案

第 5 図
排気孔一部管制掃気法による複動二サイクル機関の一例



横井「二サイクル機関の部分排気管制掃気法に就いて」第 5 図。

帰国後も横井はボア 140mm の実験機関による負荷試験や管制弁の信頼性確認を重ね、漸く 1939 年末から'40 年にかけて四囲の信任を勝ち取り、遂に大戦末期、横断掃気・部分排気管制型 60° 12V、常用 750HP/1800rpm. の 62 号内火機械の完成に漕ぎ着けた。同機関はこの出力までは易々と到達しており、回転を上げれば 850HP 程度までは十分出せたという。なお、次の断面図からは接合棒が side by side に改められたことが観て取れよう。ピストンは油冷、別体の冠付きである。

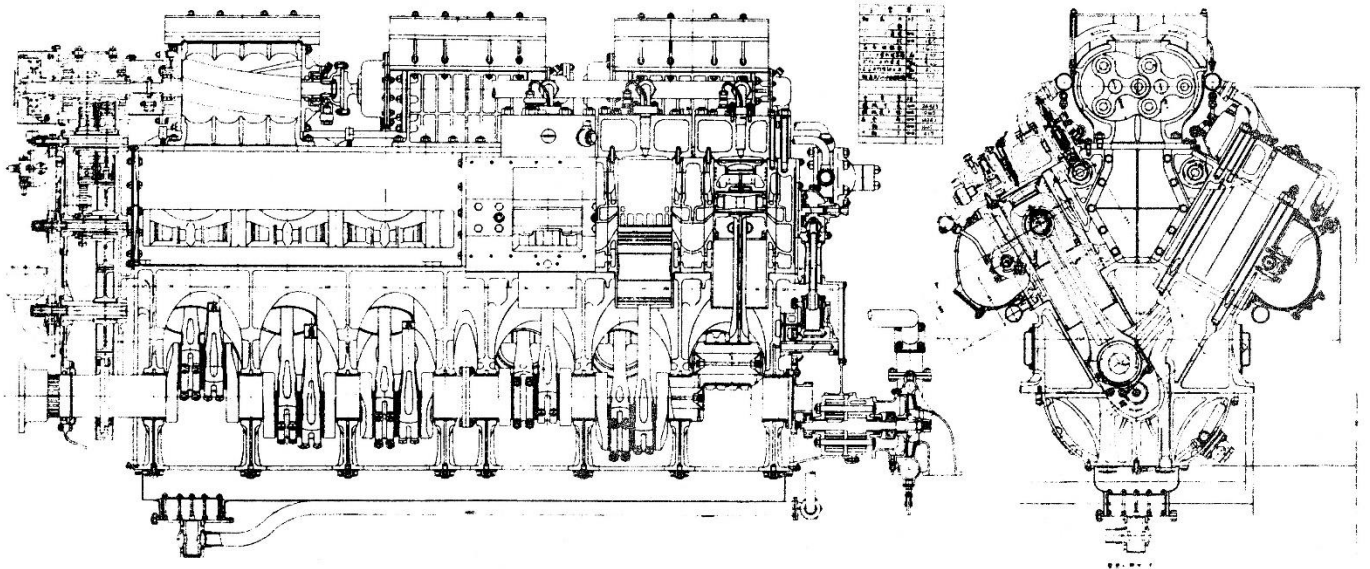
図 II-2-2 62 号内火機械断面図

才 137 図

62 號 6 型 内 火 機 械 断 面 圖

— YK 型 機 関 —

縮 尺 $\frac{1}{2}$

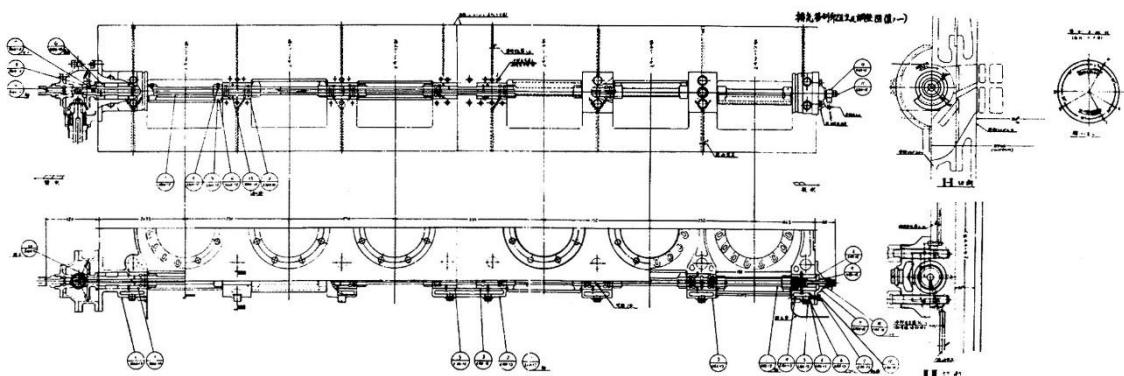


同上、第 137 図。

V バンクの両脇に取付けられた排気部分管制弁は次図に示されるようなシカケであった。

図 II-2-3 62 号内火機械の排気孔管制弁

才 148 図 YK 型 機関排気孔管制装置組立並に調整図

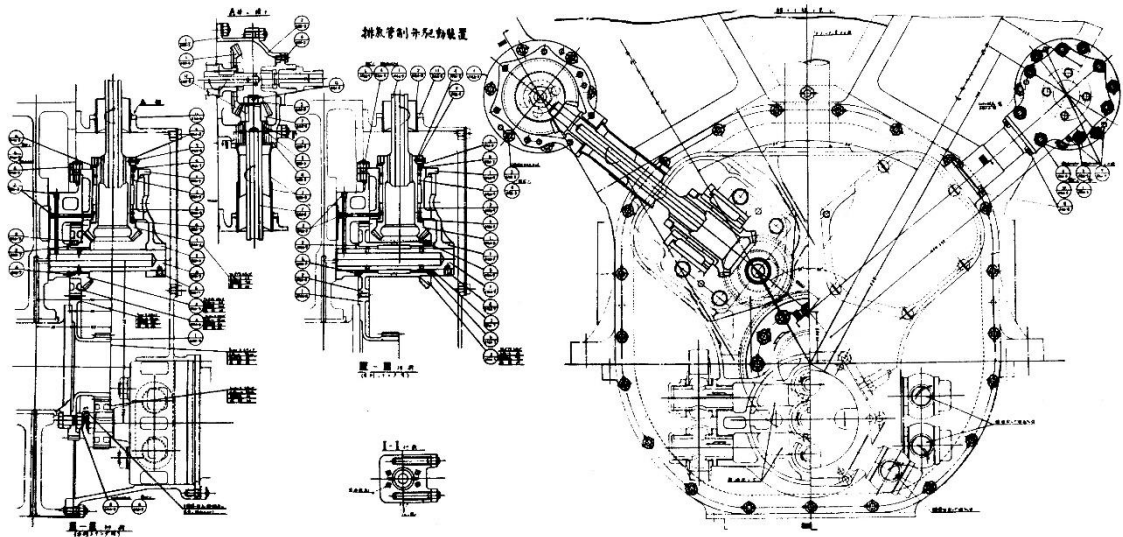


同上、第 148 図。

この排気管制弁の駆動機構はチェーンでクルクル、などという生易しいカラクリではなく、かなりゴツイ仕掛け、恰も単流掃気機関における排気弁駆動装置を寸詰まりにした機構の如くであった。

図 II-2-4 62 号内火機械排気孔管制弁駆動装置

※ 150 図 YK 型機関排気孔管制弁駆動装置組立図



同上、第 150 図。

時節柄、材料難のため、本機関には鋳鉄が多用された。それでも比重量は 3.6kg/HP 程度に収まっていた。仮に軽合金が多用されていたなら、2kg/HP 程度までこれを落とせる見込みであった。

掃気ポンプとしては V バンク内に 3 個の三つ葉ヘリカル・ルーツブロアがタンデムに据付けられたが、横井らは将来的にはこれに Büchi 過給機を追加して 2 段過給とし、1000 馬力以上を狙う心算であった。

図 II-2-5 62 号内火機械のルーツブロア

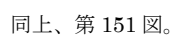
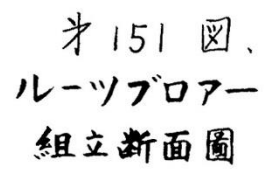
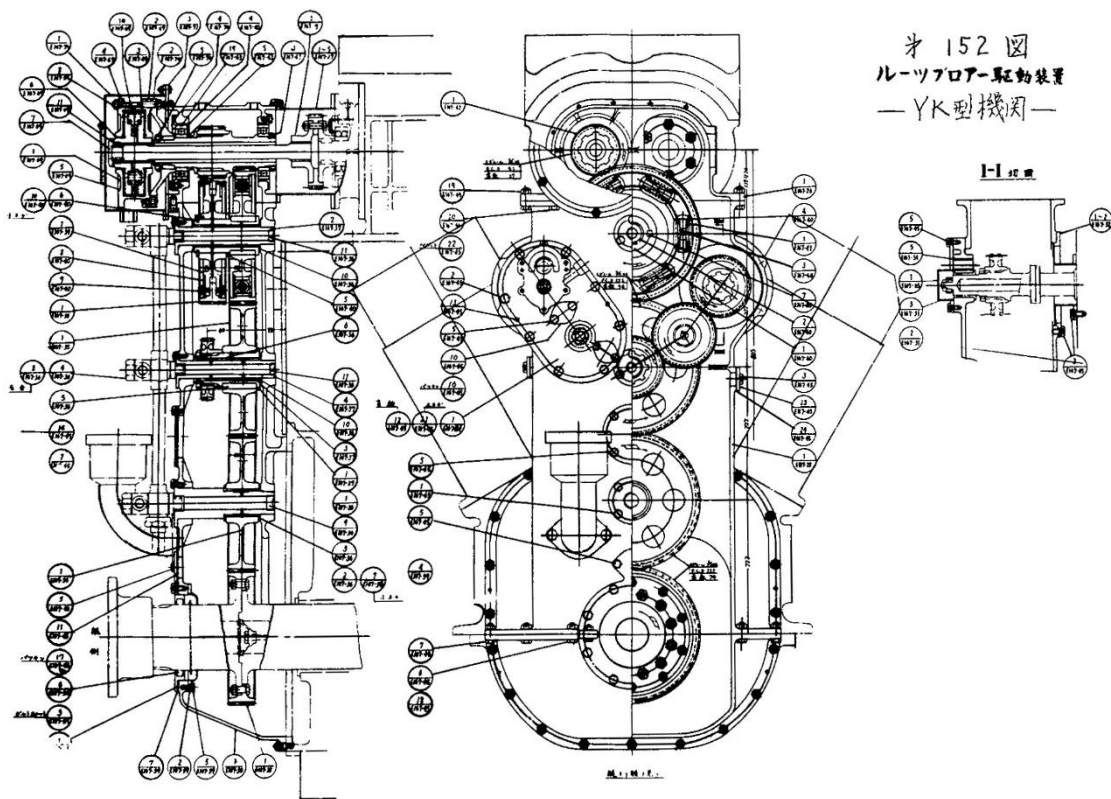


図 II-2-6 62 号内火機械のルーツブロア駆動機構

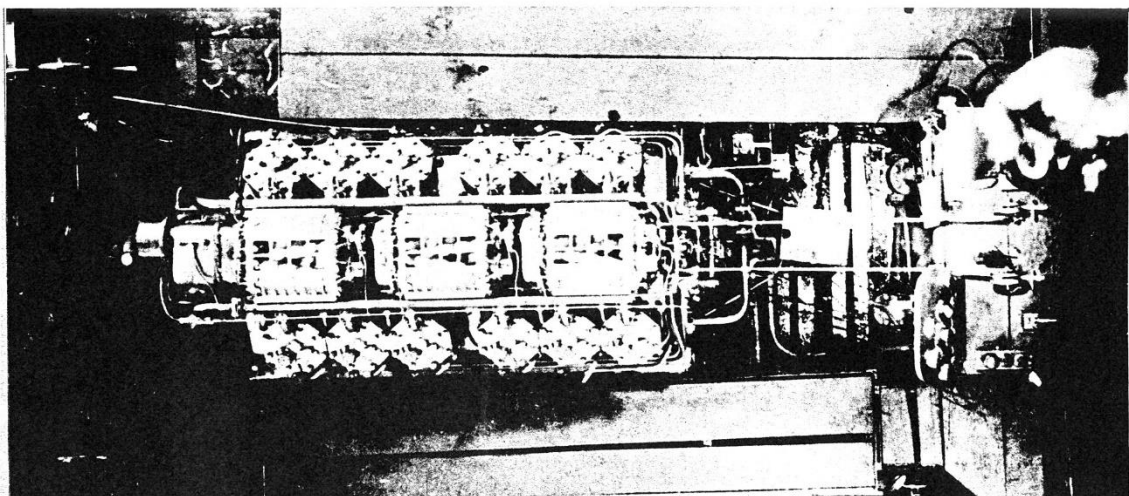


同上、第 152 図。

以下、数葉の写真はテストベンチ上の 62 号内火機械の姿である。

図 II-2-7 テストベンチ上の 62 号内火機械(その 1)

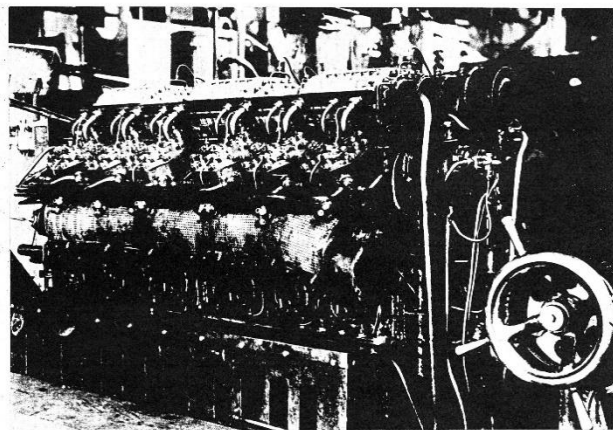
第 140 図 YK 型機関 (62 号) 外観写真



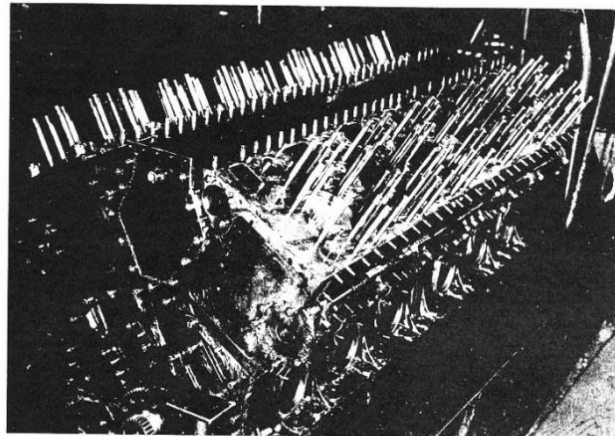
同上、第 140 図。

図 II-2-8 テストベンチ上の 62 号内火機械(その 2)

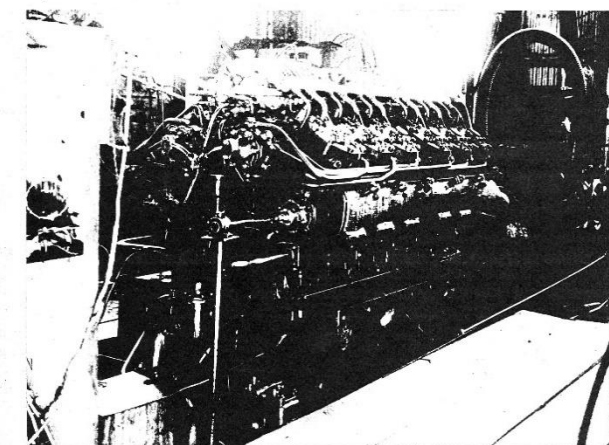
第 138 図 YK 型機関(62号)外觀寫眞



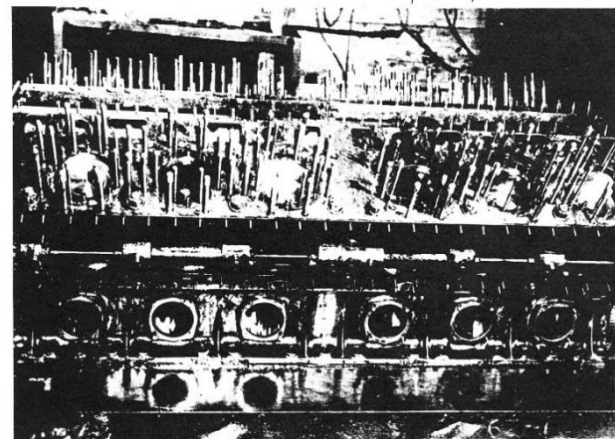
第 146 図 YK 型機関シリンダ本体外觀寫眞



第 139 図 全 上



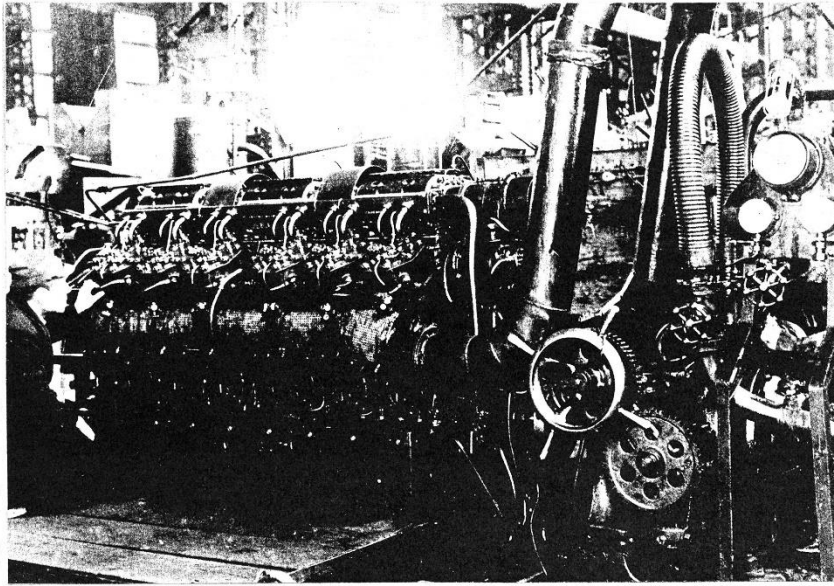
第 147 図 全上並に排気孔管制弁裝備狀況寫眞



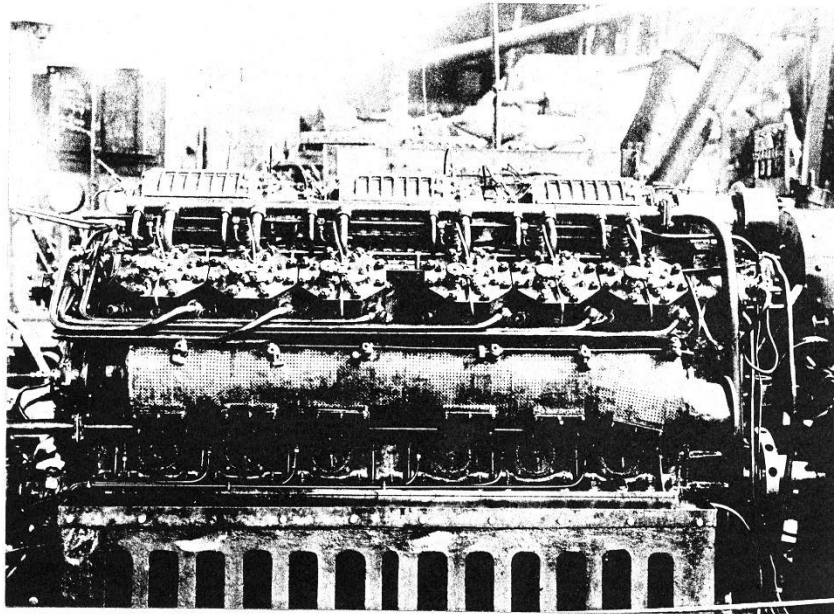
同上、第 138, 139, 146, 147 図。

図 II-2-9 テストベンチ上の 62 号内火機械(その 3)

第 141 図 YK 型機関 (62 号) 外観写真



第 142 図 全 上



同上、第 141, 142 図。

一連の写真に示される通り、部分排気管制型横断掃気方式はシリンダ蓋に可動メカニズムが無く、機関高さも圧縮出来、かつ単筒独立のシリンダ蓋とすることが容易である。このため、それは狭隘な船内における開放ならびにピストン抜き出しに好都合であった。

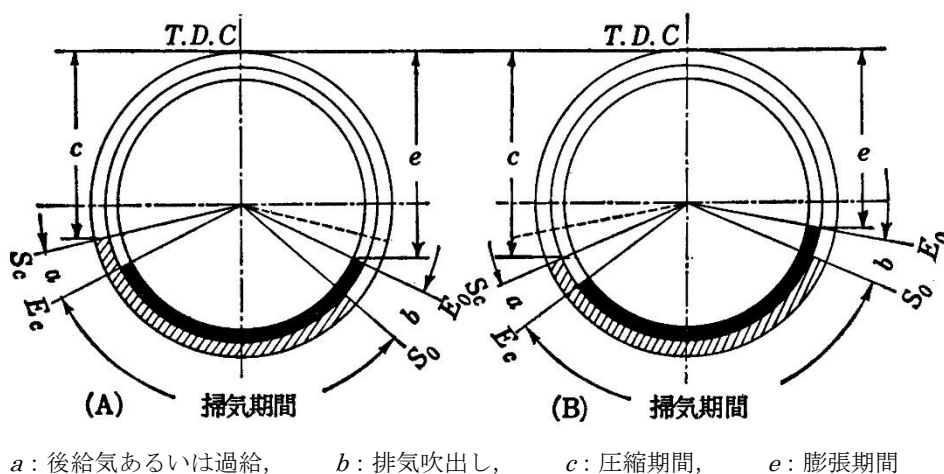
排気管制と言えは上述の MAN が斯界の先達であり、かの *Deutschland* 用 MZ 型複動機関ならびにその派生機種は夙に知られた存在であった。しかし、MAN の方式は反転掃気と

排気管制との組合せであり、しかも、その排気管制は全部管制とならざるを得ぬため、回転弁のサイズは大きく、その閉塞の迅速性においてもこの部分管制方式に劣っていた¹³⁷。

横井のアイデアは行程/内径比がさして大きくなく、高回転を狙う機関においては十分高い潜在能力を有していた。同じプロポーショナルでも低回転に甘んずるならシンプルなズルツァ型の方が適しており、ロングストロークに振るなら MAN の反転掃気が、更にロングストローク化しようとする場合にはアッサリと GM タイプの排気弁付き単流掃気方式が好適であることは明白であった。

なお、掃気孔管制と排気孔管制とを比較すれば、熱効率の点では排気孔啓開点を遅らせられる掃気孔管制の方が、パワーの点では掃気孔啓開点を早められる排気孔管制の方が、それぞれ若干有利となる。言葉で表現すればややコシイが、図解を見れば解り易からう¹³⁸。

図 II-2-10 掃気孔管制(A)と排気孔管制(B)における非対称掃気の実現形態



a: 後給気あるいは過給, b: 排気吹出し, c: 圧縮期間, e: 膨張期間

長尾不二夫『第三次改訂 内燃機関講義』101 頁、図 3・24。

構造面においてはピストンリングの膠着に悩まされ、ユニカーズ対向ピストン機関のフアイヤ・リングのようなモノも試されたが効無く、「勾配リング」(キーストンらしい)を用い、ピストンクラウンに SiCr 鋼のカバーを被せ、オイルジェットでピストン背面を冷却することで何とか落着かせた。

また、潤滑油上がりが甚だしく、潤滑油消費率は当初、15g/HP・h にも及んだ。このため、単流掃気時代には気筒頭部に掃気弁、胴部に排気孔を有する倒立 V 型 12 気筒の Deschamps 航空ディーゼルにおける方式をひっくり返したような、ピストン上死点において掃気流れの誘導作用により下部油リング上の油をクランク室に吸い戻す機構が案出され、相当の効果が挙げられた¹³⁹。

¹³⁷ MZ については第 I 部、図 I-5-1 辺りを参照のこと。

¹³⁸ 長尾不二夫『第三次改訂 内燃機関講義』養賢堂、1967 年、100~107 頁、参照。

¹³⁹ デシャンブ機関においてはライナ摺動面、各排気孔の直前に小溝が設けられていた。過

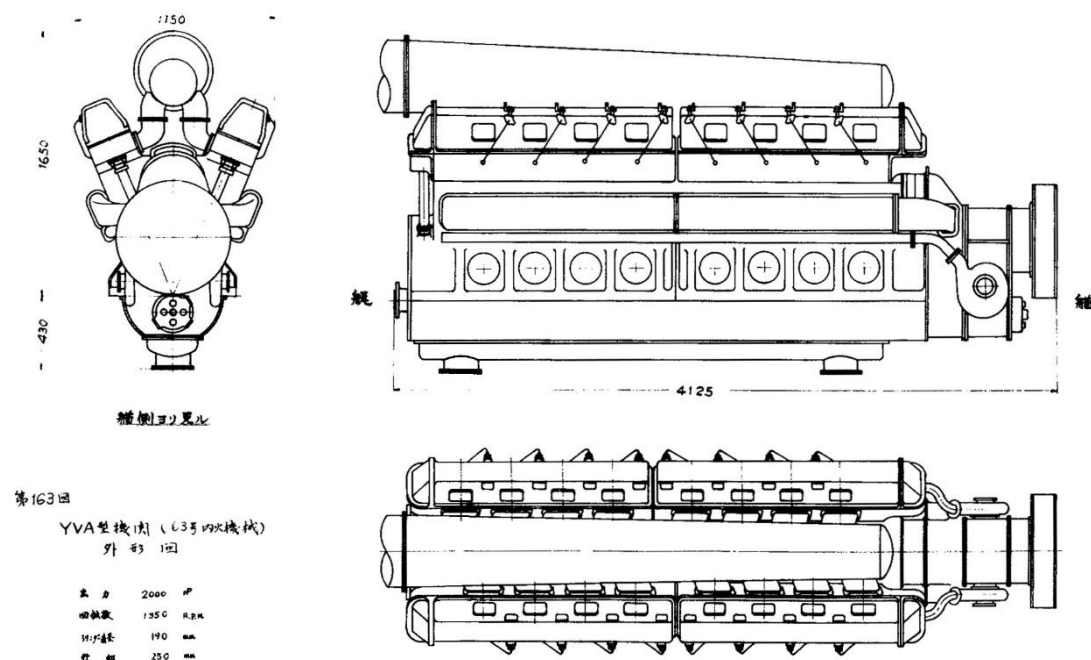
しかし、この方法は横断掃気には適用出来ないため、ピストン長さ、油リングの構造、位置当の改善(後述)により、4.5~5.0g/HP-h 程度まで抑制する措置が講じられた。

3. 63 号、65 号内火機械……190×250mm

この 45° V 型 16 気筒機関も 61 号にやや遅れて開発が進められたため、先ず排気弁付き単流掃気式型 63 号として試作され、続いて部分排気管制の横断掃気型 65 号へと改められた。65 号は 8 気筒版も製作された。

次図に 63 号内火機械の外観を示す。側面図右側が前(軸側)であり、突き出ている妙なモノは軸流送風機である。

図 II-3-1 63 号内火機械の外観図



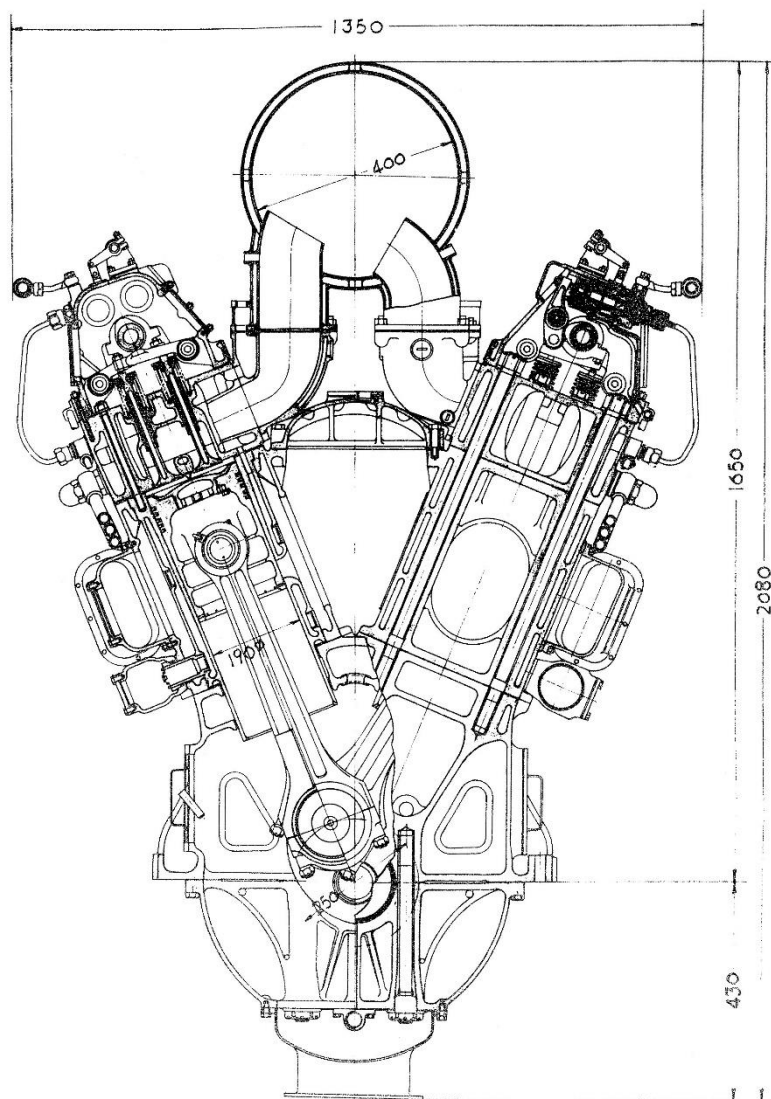
同上、第 163 図。

62 号と同じく、油冷ピストンは別体の冠部付き、接合棒は side by side であった。

図 II-3-2 63 号内火機械断面図

剰な油はこれによって掻き取られた上、ライナに明けられた小孔を通して気筒体とライナ外周との間に構成される環状溝に入り、そこからバンク中央部の集合管へと向う。その端は噴射ポンプ軸によって駆動される 2 翼ペーン式真空ポンプに繋がっており、過剰な油はその働きによって吸い出され、循環系統に戻された。小溝の長さは油を奪い過ぎないように各排気孔の幅より短くなっていた。cf., P., H., Wilkinson, *Diesel Aircraft Engines*. N.Y., 1936, p.79.

第 161 図 YVA 型機関組主断面図



同上、第 161 図。

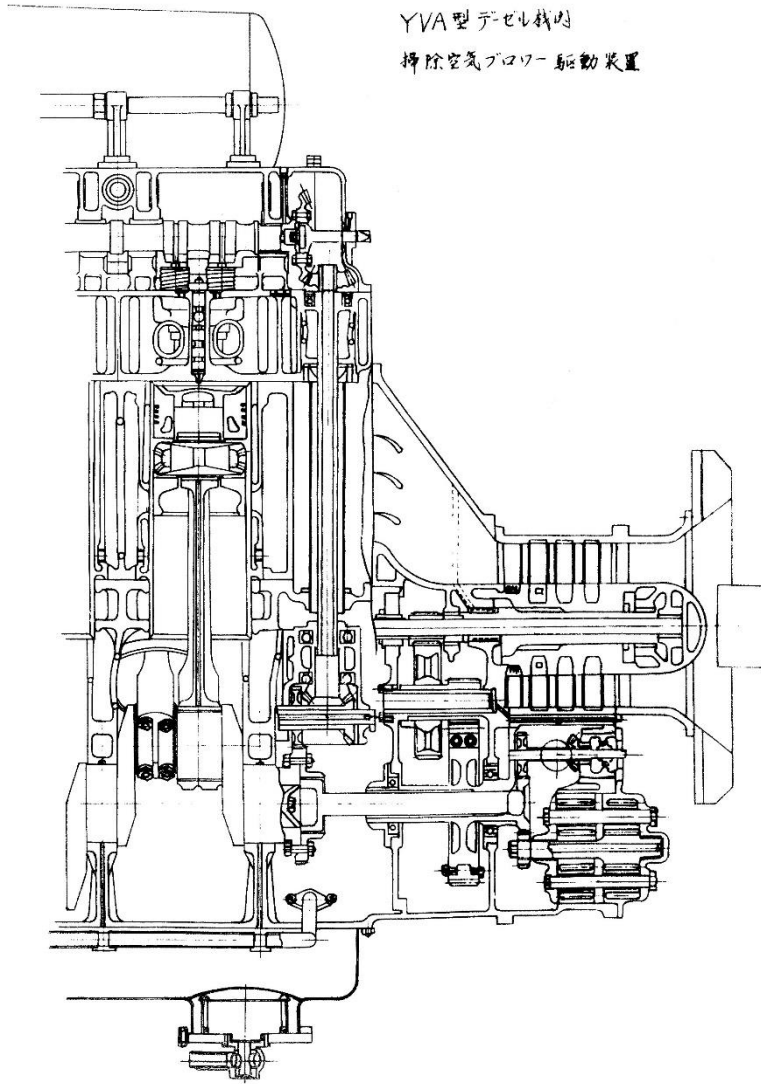
気筒蓋は 4 筒一体式であった。この点は上の 2 図からは的確に読み取れないが、後程、別の角度から明らかにされる。動弁機構ならびに軸流ポンプ駆動機構は次図に示される通りであった。

図 II-3-3 63 号内火機械の排気弁、掃気プロア駆動機構

第162図

YVA型デゼル機内

掃除空気ブロワー 駆動装置



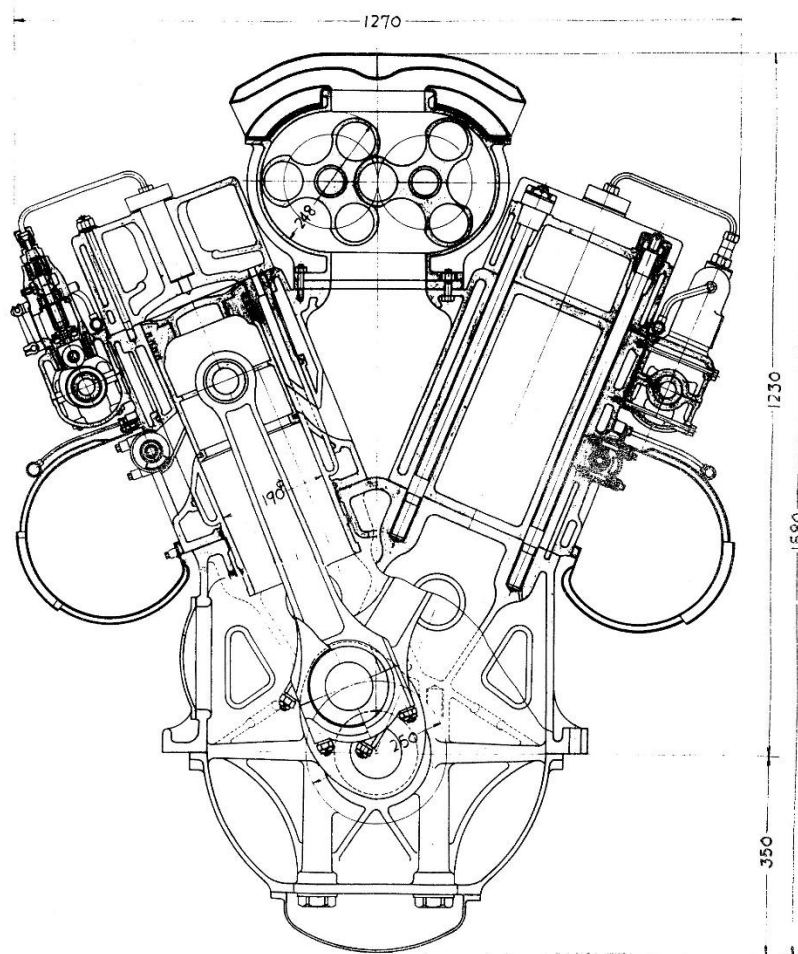
同上、第162図。

63 号を排気部分管制横断掃気型に改めたのが 65 号内火機械である。掃気ポンプがルー
ツブロアに変更されてはいるが、機関全高の短縮効果は顕著であった。排気管制弁やルー
ツブロアの駆動機構は 62 号とほぼ同じであった。

次図に見る接合棒形状はピストン冠の油冷が為されていなかったようにも受け取れる描
かれ方である。これは型鍛造で I 断面中央の油道を囲う部分を丸い畝として打出す工法を
採用したいという意図の現れであったかと推察される。

図 II-3-4 65 号内火機械

第143図 YVC型機関 組立断面図

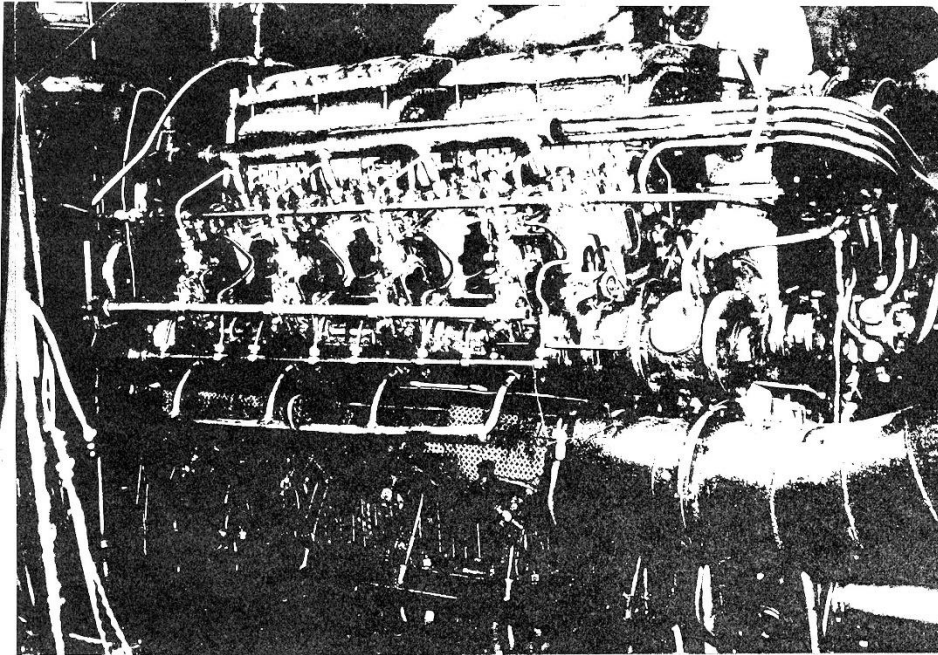


同上、第 143 図。

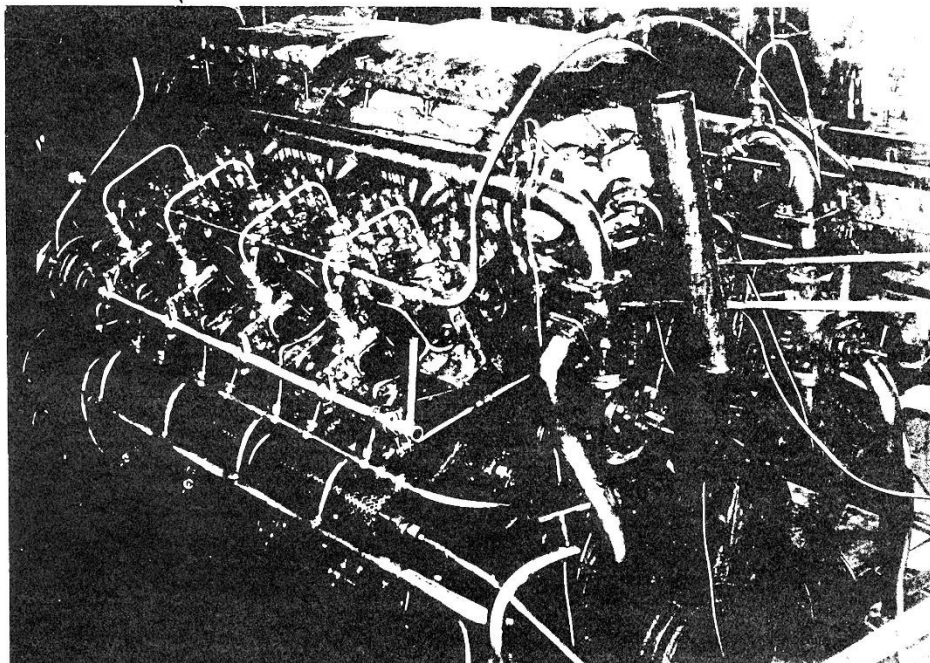
次図はテストベンチ上の 65 号内火機械の写真である。65 号の写真としてはこれらが唯一のモノであったようである。

図 II-3-5 テストベンチ上の 65 号内火機械

第 144 図. YVC 型機関外觀写真



第 145 図. 全 上.



同上、第 144, 145 図。

これは 45° V8 型。16 気筒型も試作された。

出力的には 63 号、65 号何れも 2000HP/1400rpm. ($b_{mep}=5.67\text{kg/cm}^2$) をマークした。両機

種もまた、61, 62 号と同様の事情でピストンとブローのみに軽合金を使用しながら 3.2kg/HP という比重量にまとめられた。軽合金を多用すれば 2kg を大幅に下回っていたと考えられている¹⁴⁰。

次表は横井が掲げた排気孔部分管制型横断掃気機関、62 号と 65 号との諸元比較である。但し、YVC-65 は表記載の 12 気筒ではなく 16 気筒である。そうでなければ排気量の計算も合わぬし、45° の V バンク挟み角で釣合が良いのは 16 気筒である。

表 II-3-1 62 号(YVK-62)内火機械と 65 号(YVC-65)内火機械の諸元比較

Type		YVK-62	YVC-65
Cylinder diameter	mm	140	190
	[in]	[5.52]	[7.48]
Stroke	mm	180	250
	[in]	[7.09]	[9.84]
R. P. M.		1600(1800)	1350
Output	HP	600(750)	2000
Cylinder arrangement		60° V. 12 cyl.	45° V. 12 cyl.
Scavenge method		Trans. scav. type with partial exh. port control valve(YK-2)	
Stroke volume	Lt.	2.77×12=33.24	113.42
Piston speed	m/s	9.6(10.8)	11.25
	[ft/s]	[31.5(35.4)]	[36.9]
M. E. P.	kg/cm ²	5.08(5.64)	5.88
	[lb/in ²]	[72.3(80.2)]	[83.6]
Horse Power per ltr.	HP/Ltr.	18.0(22.6)	17.6
Engine wt.	kg	2200	6400
	[lb]	[4850]	[14109]
Weight p. horse power	kg/HP	3.7(2.9)	3.2
	[lb/HP]	[8.16(6.4)]	[7.05]

横井同上論文、Fig.17。

横井前掲『内燃機関』論文、表-4 は日本語表記となっており YVC-65 も 16 気筒に訂正されている。

4. 63 号内火機械に係わるランゲ技師による設変指導

一連の横廠型 2 サイクル高速ディーゼルの内、排気弁付き単流掃気式の 63 号内火機械については MAN の中型機関設計及び生産技術治具関係の技師長、ヘーマ・ランゲ技師による技術指導の対象となった際の記録が部分的に残されている。元々、ランゲ技師はドイツ海軍から日本海軍に無償提供された 2 隻の潜水艦の内、U115 号(呂 500 潜)に同乗、来日したドイ

¹⁴⁰ 日本機械學會『小型二サイクルディーゼル機関』61~63 頁、参照。

ツ人技術者の一人で、その使命は U ボート主機 M9V40/46 型(9-400×460, 2200PS/470rpm.)の国産化指導にあった。しかし、調査の結果、同機関の国産化は材料ならびに工作精度の点から困難との結論が得られた。

その後、ランゲ技師は呉、佐世保、舞鶴工廠等にて巡回指導を行い、更に 1944 年 10 月頃から 1945 年 5 月頃まで、ドイツ語が堪能な舞鶴工廠造機部の山口繁男技術大尉にアテンドされつつ、横須賀工廠造機部において機関の量産技術や設計変更、治工具関係の技術指導を続けた¹⁴¹。

この内、管見に触れた 63 号関係の残存資料は『獨國派遣ランゲ技師ニ依ル技術導入事項 63 号内火機械性能及生産設計』なるタイトルを与えられた青焼図面集であり、「63 号内火機械生産設計ニ関スル独国技術導入日誌」第 1 号(クランク室、1944 年 10 月 23 日、出書 1944 年 10 月 30 日)、第 2 号(入子及ジャケツ、日付不記載、製図 1944 年 10 月 30 日)、第 3 号(シリンダ蓋、日付不記載、製図 1944 年 11 月 5 日、出書 1944 年 11 月 21 日)、第 4 号(接合棒、日付不記載、製図 1944 年 11 月 6 日、出書 1944 年 11 月 21 日)、第 5 号(クランク軸及ピストン、日付不記載、製図 1944 年 11 月 11 日)を合冊したもので、元々、山口技師の所持品であったと思しき一部である。

各検討会議の出席者は H., Lange 技師、横廠実験部 横井技術中佐、横廠造機部 鷺巣技師、山口技術大尉であった。以下、暫くその「日誌」をそのままの形で紹介して行こう。

¹⁴¹ 村田正之「海軍時代の恩師を偲ぶ」海軍造機会『回想録』2002 年、117~129 頁の 121 頁、参照。

獨國派遣之技師ニ依ル技術導入事項

63号内火機械性能及生産設計



(頁)

63号内大機械生産設計ニ関スル独図
技術導入日誌 第1号

昭和19年10月23日

横須賀海軍工廠造機部				
部 長	設 計 係			
	主 任	係 官	班 長	係 員
製圖	昭和 年 月 日			
出書	第 號 昭和19年10月30日			

(表紙共5枚)

機 設 計

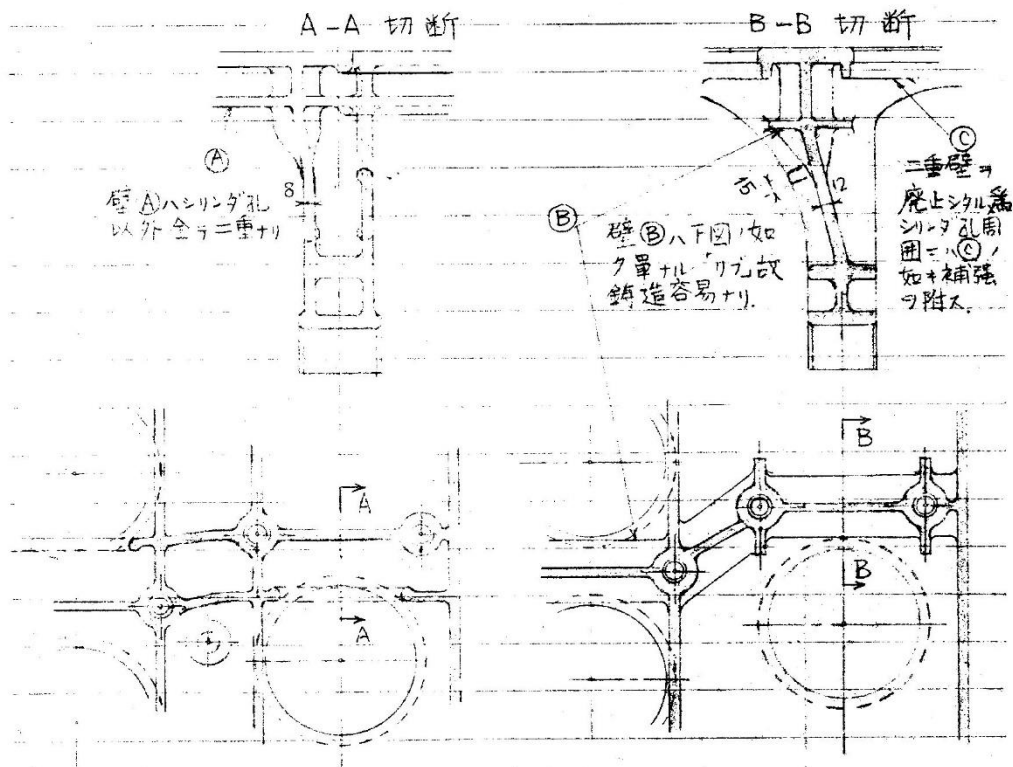
出席者 独国側 H. Lange 技師
 横廠実験部 横井技術中佐
 横廠造機部 鷺巣技師 山口技術大尉

I. クランク室上部 原案図面番号(横実T6645) 導入方針

I-1 クランク室ヲニ重壁トスレバ鑄造非常ニ困難ト
 ナリ又壁内面ノ検査不可能ナル故一重壁トスル
 必要アリ。即チ主軸受上部ノニ重壁及クランク室上
 側ノニ重壁ハ下ノ略図ノ如クナス可トス
 尚壁厚ガ8mm デアル「ボルト」座トノ連結部ニ於テ
 応力集中大トアルガ厚サ12mmノ一重壁トスレバ
 之ヲ幾分減少セシムルコトヲ得。

原 案

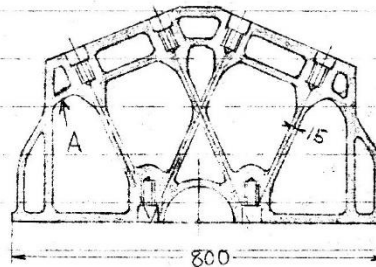
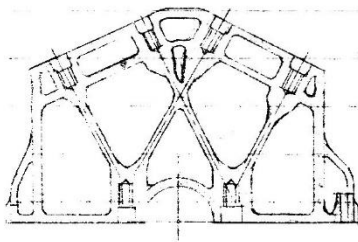
改 正 案



I-2. 下図、「リブ」ハカ線、流れ見地ヨリ適当ナラズ、即チカハ軸受孔、接線方向ニ流れ、故改正図、如ク改正シ厚サハ15mmトナスヲ要ス。尚ホ壁Aモ図、如クカ線、流れニソフ如クナス。

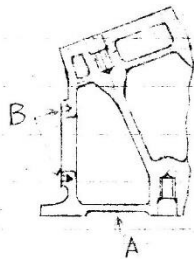
原 案

改 正 案



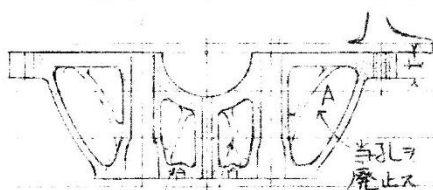
I-3. 下図、如ク両側、補強「リブ」ハ廃止シ從ツテ機械台取付部、巾ヲ狭クスルヲ可トス。

尚ホA部ノ肉ヲ「ヌス」ムザルヲ可トス。B部、蓋締付用「ボルト」孔ハ廃止シ26号機械、如キ蓋締付装置トスルヲ可トス。



II. クランク室下部 原案図面番号(横実T6619)

II-1. 下図ニ於ケルA孔及斜、「リブ」ヲ廃止スルヲ可トス。即チ別図1ノ如シ



尚上下部締付ボルト孔用座ノ厚サ(寸)ヲ大ナラシメ本孔ノ位置ヲ上部機械台取付孔ト交互トナル如クナス。

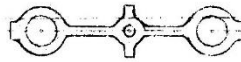
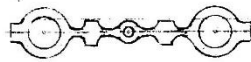
油、漏洩ヲ考慮シテ十分厚クスルヲ

リブヲ廃止ス

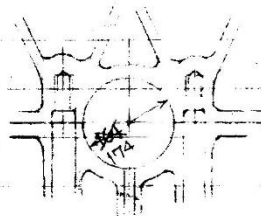
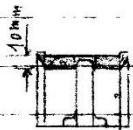
尚ホ斜「リブ」ヲ廃止シ下図ノ如ク改正
シテ若シ「ヒケ」ニ依リ巣ガ生ズル場合ニハ現在ノ
如クナスヲ可トスルモ初メヨリ原案ノ如クスルハ可ナズ
ト思考ス

原 案

改 正 案



II-2 主軸受裏金ノ厚サガ薄過ギル故現在、5mm
ヲ10mmトナシ、クランク室孔径ヲ10mm大ナラシムレバ
可ナリ。尚今後鑄物改造ニ当リテハ孔「ボス」部
ノ厚ミヲ幾分大ナラシムルヲ可トス。



結 言

本改造案ハ原計更ニ大ナル改変ヲ予ヘザル如
ク考慮シテ行ヒタル爲之ヲ以テ十分ナルモトハ思考
セザルモ一重壁トナシ又「リブ」ノ方向ヲ力線ニ
ソワシメタル莫ニ於テ原計更ニ比シテ幾分良好
ナリト思考ス。重量ノ莫ニ於テハ略々同一ナラント
推測サル。別図1ニ改正図ノ略図ヲ示ス。

63号内火機械生産設計ニ関スル独
 技術導入日誌 才2号

(入子 及 ジャケツ)

横須賀海軍工廠造機部				
部 長	設 計 係			
	主 任	係 長	班 長	係 員
(近藤)	(井上)	(丸山)		
製圖	昭和19年10月30日			
出書	第	號		
	昭和	年	月	日

(表紙共6枚)

出席者 独国側 H.Lange 技師
 横廠実験部 横井技術中佐
 横廠造機部 山口技術大尉

Ⅲ 入子 原案図面番号(横実T6578) 導入方針

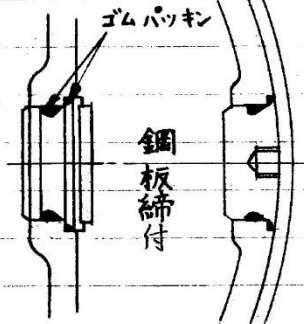
Ⅲ-1 現在、如キ土抜孔栓ノ構造ハ海水ノ漏洩ノ危険

ガ多分 = アル故改正案、如ク改正スルヲ可ト思考ス。

原 案

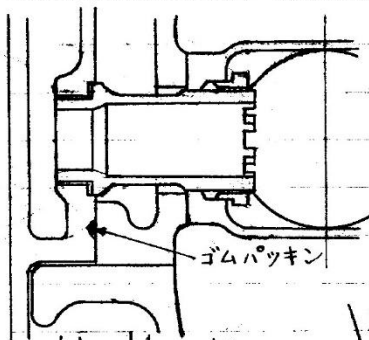


改 正 案

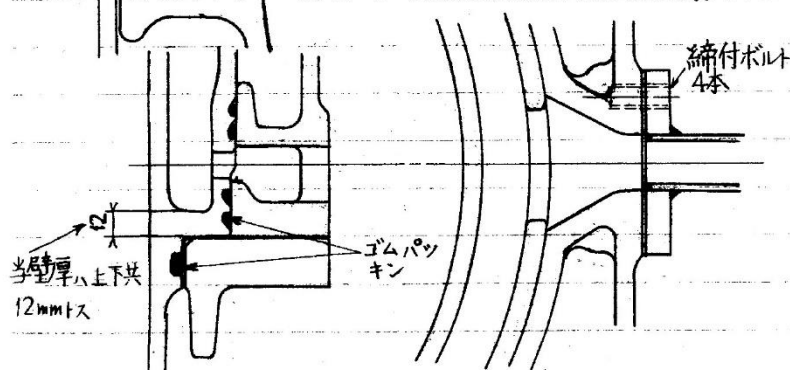


Ⅲ-2 冷却水入口孔構造ハ図ノ如クナスガ簡單 = シテ 海水ノ漏洩ヲ完全 = 防止スルヲ得

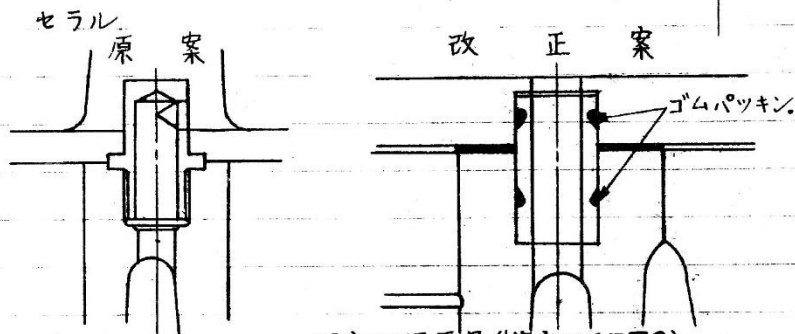
原 案



改 正 案

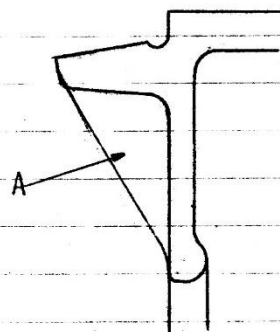


Ⅲ-3 冷却水出口金物ハ図ノ如ク「ゴムパッキン」ヲ
入ルレバ海水漏洩ノ慮ナシ 尚現在ノ如キ金
物ニテ冷却水ニ向ヲ共フルコトハ不可能ナリト思考

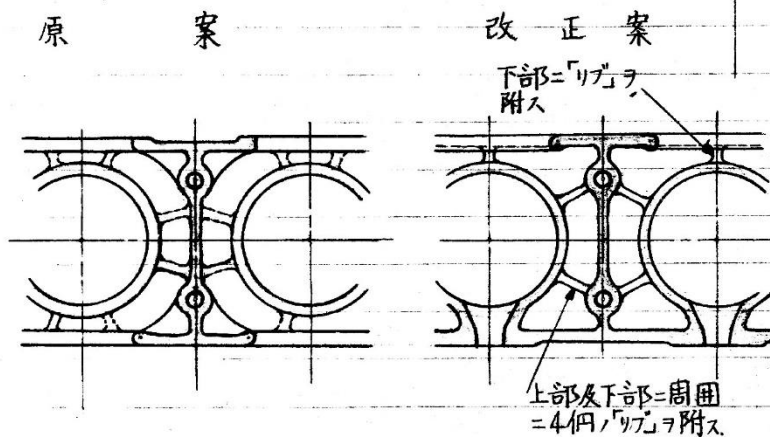


Ⅳ ジャケット 原案図面番号(横実T6579)

Ⅳ-1 図中Aノ補強リップ
ハ不要ナリト思考ス



Ⅳ-2 補強構造ハ図ノ如クナスラ可トス



結 言

以上改正案ハ原計画ニ大ナル改変ヲ加ヘザル場合ノモノニシテ
ソノ全体略図ヲ示セバ別図2ノ如シ。尚シリンダ蓋ヲ一筋別トナシ
支柱ボルトハ「ジャケツ」ニ直接締付ケ分解ヲ容易ナラシムル如キ構造
タル最モ標準的「ディーゼル」機関トスル為、改正案ヲ示セバ別図3ノ
如シ。即チ入子ハ一重トナシ構造簡單トナシテ上部ニ溝ヲ切り
シリンダ蓋ヲ嵌込ミ、冷却水ハ図ノ如ク側面ヨリ「シリンダ」蓋ニ入レ「カム
軸覆取付」ハ図ノ如ク別個ノ金物ヲ作ツテ「カム軸覆取付面」ヲ容易ニ
同一平面トナスコトヲ得。尚カム軸覆内ノ油ノ漏洩ハ嵌込部ヲ造リ
「ゴムパッキン」ニテ完全ニ防止スルコトヲ得。

以上のことから第1に：連桿に side by side 方式を採用したことにより両バンクはオフ
セットされており、主軸受を抱くクランク室隔壁が屈曲せしめられていたことが観取され
ると共に、これを溶接ならぬ鑄造架構で2重壁とする体の無駄に複雑かつ素人臭い当初設
計が為されており、それが不可とされたなどというほとんど信じ難いような経緯が明らか
となる。






第2に、ガス圧の反力の伝達経路に係わる無駄な回り道が設変対象として指摘されてい
る。ガス圧はピストン→連桿→クランク軸へと伝達され、その反力は気筒頭→気筒体→クラ
ンク室→主軸受→クランク軸へと伝達されるのであるから、素人臭い当初設計に対するこ
の指摘は当然である。また、側面への力の流れを無視したジグザグの本体横断面設計、無駄
である以上に強度上危険な孔の設定、鑄造を徒に複雑化させるだけで効果の乏しいリブ入
れ、強度不足等、設変指示は多岐に亘っているが、根本的に再設計されるべきものに弥縫策
を講ずるといふ窮屈かつ次善以下の指摘に終っているのは畢竟、横廠側のメンツを立てた
ねばならなかつた故であろう。

第3に：砂抜き孔のシーリング・キャップや冷却水のインレット、アウトレット部にOリ
ングを多用するシンプル設計への変更が指示されているが、これは品質優良な合成ゴム製
パッキング類が潤沢に利用出来たドイツならともかく、当時の日本においてはかなり受容
困難な指示であつたかも知れない。Oリングは後程、再度登場する。

これを約言すれば、63号内火機械はかような周辺技術の揃わぬ状況下に設計されるべき
エンジンではなかつたということに尽きる。そんな国の、しかも、V型機関など扱った経験
に乏しい開発部隊がかように高スペックの機関を設計したところに基本的な無理があつた
との結論は不可避である。しかし、ランゲ技師の設変指導はクランク室、気筒関係のみに終
わるものではなかつた。

63号内火機械生産設計ニ関スル独
技術導入日誌 才3号

(シリンダ蓋)

横須賀海軍工廠造機部				
部 長	設 計 係			
	主 任	係 官	班 長	係 員
				
製圖	昭和19年11月5日			
出 書	第 號 昭和 年 月 日			

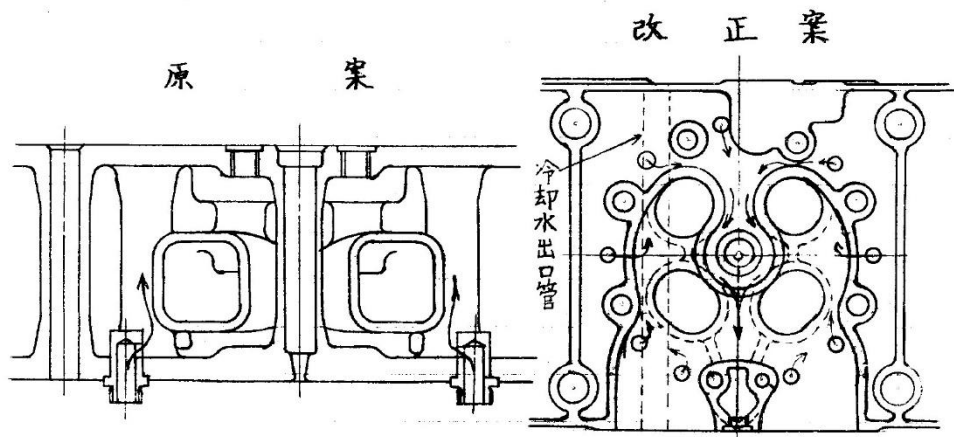
(表紙共5枚)

出席者 独国側 H.Lange 技師
横廠実験部 横井技術中佐
横廠造機部 山口技術大尉

導入方針

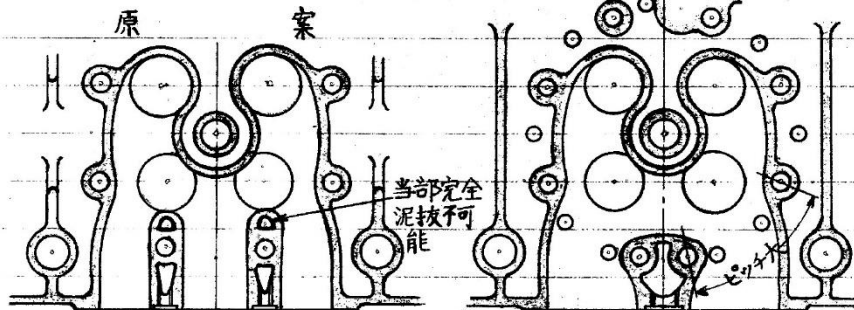
V. シリンダ蓋 原案図面番号(横実T6655)

V-1. 本機械、シリンダ蓋、亀裂ハ、明カニ冷却不良ヨリ生ジタルモノナリ。独国ニテモ斯ル小型ディーゼル機械ニ於テ製造簡易化、為、中間壁ナキ構造ヲ計画シテ亀裂ヲ生ジタル故、特殊ノ導管ヲ設ケテ噴油弁ノ廻リヲ特ニ冷却シ、ソノ方法ニ於テモ各種ノ実験ヲナシタルニ何レモ完全ニ亀裂ヲ防止スルニ至ラズシテ、遂ニ二重壁構造トナシタルニキ経験アリ。本シリンダ蓋モ同様ナル意味ニ於テ完全ニ亀裂ヲ防止セントスレバ別図4ニ示ス如キ二重壁構造トナスヲ要ス。尚現構造ニ於テハ水ハ下図矢印ノ如ク流ルノミニシテ絶対ニ噴油弁ノ廻リマデ冷却水ノ流シハ到達セズ、然ルニ改正案ノ如クナセバ各孔ヨリ出タル冷却水ハ全テ噴油弁ノ廻リヲ過リテ流ルガ如キ構造トナリ初メテ完全ナル冷却が可能トナル。斯クスレバ全冷却水ハ噴油弁ノ廻リノ狹隘ナル所ヲ通りテ流ルタメ冷却速度が大トナリ冷却効率ハ増大スル。



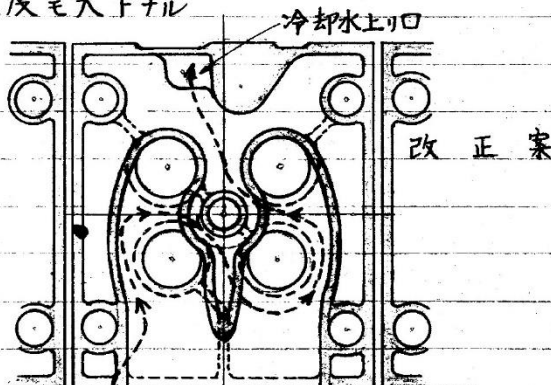
V-2 排気孔部吊上 ボルト冷却部 泥拔困難ナル故 下図

改正案、如クナセバ泥拔簡単トナル、吊上ボルト
ハ2個ノミ「ピッチ」大トナルモ「シリンダ」蓋ノ剛性度ヨ
リ推シテ吊上「ボルト」ハ6本ニテ十分ナリト思考セラル
トニ付気密度ニ付キハ心配不要ナリ 改正案



V-3 本シリンダ蓋ハ4個続ナルヲ以テ1箇所ニ不良ナル部

分アラバ4箇所全テガ廃却トナル之ヨリ推シテモ各部
ハ慎重ニ検討ヲ行ヒ極力故障惹起セザル如クナスヲ
緊要ナリト思考ス 尚之ヲ1箇所毎ニ分割スレバコノ缺点
ヲ免ルコトヲ得テ尚分解モ遙カニ簡易トナル、ソノ略
図ヲ示セバ別図5ノ如シ コレニ依レバ冷却水ノ流れハ
前者改正案ヨリモ一般ト良好ナリ 即チ前者ハ噴油弁
ノ周囲ニ於テ冷却水ガ2分サルモ後者ニ於テハ
全ク2分サルコトナク 一ツノ流れヲ以テ流ル故冷
却水ノ流れガ一部ニ於テ停滯スル處ナク又冷却水
速度モ大トナル



V-4 入子及カム軸覆トノ結合状況ハ前述入子 及ジャケット(第2号)ノ項ニテ述べタル如クナス。

別図は軒並み大きく、フリーハンドを交えた別図4は460×650mm、同じく別図5は350×900mmもあるのでここでは処理し得なかったが、平面形状としてはそれぞれの論点に係わって掲げられた“改正案”の通りである。

噴射ノズルの冷却不如意により気筒頭のノズルホルダ収容部に大きな熱応力が働き、ここに亀裂を生ずるというトラブルはMANにおいても経験されていたことである。横廠はまんまとその轍を踏んだ格好に陥ったようである。よって、当該部への積極的な冷却水流れを誘起するため、バッフル・プレート役割を果たす壁を巻いて二重壁構造とし、ノズル回りの冷却促進を図るという対処法が直伝されたワケである。

もっとも、大形高速ディーゼル機関はサイズが大きい割に高回転であるため、発熱量に対する冷却面積が不足し、本質上、熱負荷的に最も苦しい内燃機関とならざるを得ない。ここに敢えて回転当り燃焼回数が4サイクルの倍になる2サイクルを持込もうとしたのであるから、自ら好んで窮地を招くが如き状況を出来させてしまったことは自明の帰結、自業自得そのものである。それは戦後もこのデの大形高速ディーゼルが大して発展しなかったことの根本要因となっている。この点から観れば、屁理屈に関してはMAN自身も相当な石頭であったということになる。

また、ここでも砂抜きに困難な鋳物設計、4気筒一体の気筒頭ブロックなど、後者は確かに排気弁駆動機構の支持剛性向上を狙った結果であったとはいえ、酷く素人臭い設計が目立っている。因みに、同時代の排気弁付き単流掃気機関と言えは64号内火機械＝三菱ZC707であるが、その気筒蓋は各筒独立型であった。動弁機構が存在しているから4筒一体にしなけりばならなかつた、という理屈は必ずしも通らないのである。





横井は戦後、横断掃気型であれば単筒独立気筒頭とすることが容易となり船内での開放・ピストン抜き出しに有利との所信を述べているが、実際に彼らが行った排気弁付き単流掃気機関に係わる当初設計においては、かりそめにも62号における単体設計の上を狙いたかつたからではなかつたが、現に4気筒一体などという生産性を無視した構造が採用され、試作機関が運転された挙句、ノズル回りに亀裂を発生させていたという事実が判明したワケである。

ランゲ技師はこれを単筒独立気筒蓋とし、併せて水流を阻害している気筒蓋吊上げボルトのボスを放逐することにより、一層合理的な冷却水流れが確保されると指摘している。もっとも、このアドバイスの具体化の経緯については遺憾ながら不明とせざるを得ない。判っているのは65号内火機械においては62号と同様、横井が自慢する各筒独立気筒蓋が採用されていることだけである。

(頁)

63号内火機械生産設計ニ関スル独国
技術導入日誌 第4号

(接合棒)

横須賀海軍工廠造機部				
部 長	設 計 係			
	主 任	係 長	班 長	係 員
				
製圖	昭和19年11月6日			
出書	第	號		
	昭和	年	月	日

(表紙共4枚)

出席者 独国側 H.Lange 技師
 横廠実験部 横井技術中佐
 横廠造機部 山口技術大尉

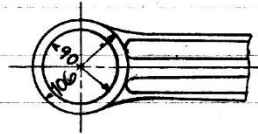
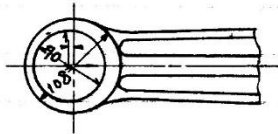
導入方針

Ⅵ 接合棒 原案図面番号(横実T6547)

Ⅵ-1 現状デハ「ピストンピン」孔部ノ外周ト「ピン」孔トノ
 中心 = 1mmノ距離アルモ之ハ徒ラニ加工ヲ複雑化
 スルノミニシテ意味ナキモノト思考セラルハニ付廃止スルヲ
 可トス。

原 案

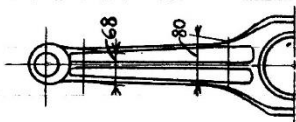
改 正 案



Ⅵ-2 棒部ノ巾ハ改正案ニ示セル如ク平行トセバ逸カニ加工
 工簡単トナル

原 案

改 正 案

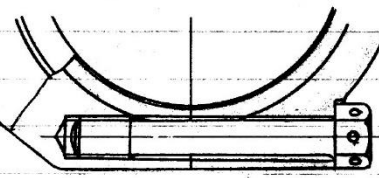
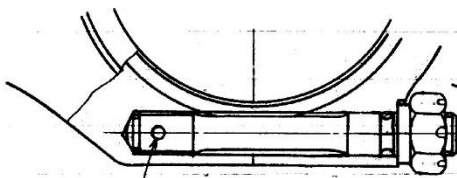


1個「フライ」
 ニテ1回ニテ
 溝部切削
 可能ナリ。

Ⅵ-3 冠締付「ボルト」ノ廻リ止メハ針金ニヨリ2本一緒ニ行ハ
 バ植込部ノ廻止メハ不要トナル。尚カクスレバ六角
 頭付「ボルト」ニヨリ締付クルヲ得即チ改正案ノ如シ

原 案

改 正 案

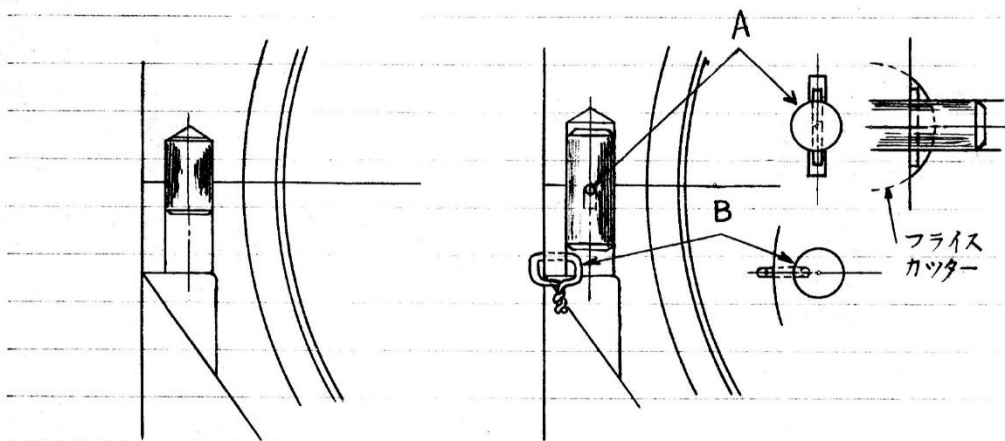


植込部廻メ不用

Ⅵ-4 冠用合せ栓、長さ短過ぎ、故固定が
不十分ナリ。尚リーマ下ノ孔ヲ十分長ク明ケ「リーマ」
通シヨ容易ナラシメ A 又ハ B ノ方法ニテ拔止メヲ附
スヲ可トス。

原 案

改 正 案



Ⅵ-5 全体トシテノ改正図及ソノ加工方法ヲ示セバ
別図6ノ如シ。コレニ依レバ本接合棒ハ機械
加工ニ於テ莫大ナル時間ノ短縮ヲナシ得ルコト
認ム。





接合棒(連桿)設計にも屁理屈が目立っていた。2 サイクルに排気上死点=ピストンの空突が無いからとてピン孔を偏心させてもほぼ無益である。全面械仕上げの桿部には圧縮応力と大端部附近に働く横振れ慣性力とに耐える強度と両端部へのなだらかな接続が確保されておれば良く、テーパ化は単なる主観的意匠である。副連桿のガス圧がリストピンから側圧として作用する構造でもなし、掃気試験装置における模型気筒のその如き平行形状で十分である。

また、大端軸受冠の締付ボルトは 4 本であったが、緩み止め付スタッドボルトとキャスルナットなどという意味不明の組合せを廃して普通のボルトに代え、片側 2 本の緩み止めを針金 1 本で賄い、無駄な工作を廃すと共に位置決め精度を向上させよとの指摘は如何にも真つ当である。

(H 〇)

63号内火機械生産設計ニ関スル独 国
技術導入日誌 第5号

(クランク軸及ピストン)

横須賀海軍工廠造機部				
部 長	設 計 係			
	主 任	係 官	班 長	係 員
				
製圖	昭和 〇年 〇月 〇日			
出 書	第 〇 號 昭和 〇 年 〇 月 〇 日			

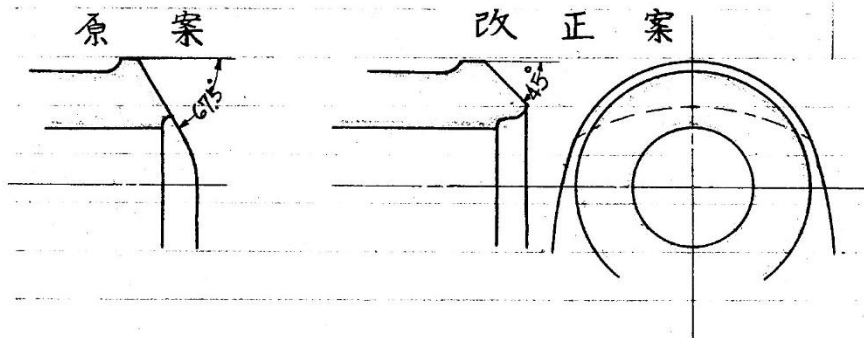
(表紙共10枚)

出席者 独国側 H. Lange 技師
横廠実験部 横井 技術中佐
横廠造機部 山口 技術大尉

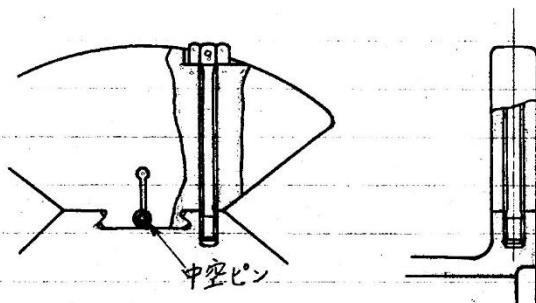
導入方針

VII. クランク軸

VII-1 腕形状、原案、如キハ応力、関係上悪シ、改正案、如クナスヲ可トス。



VII-2 本クランク軸ハ釣合重錘ヲ有セザル故主軸受裏金ニ故障ヲ生ズルモト思考ス。若シ主軸受裏金ノ故障止ラザル場合ニハ釣合重錘ヲ附スル要アリト認ム。ソノ最良ト思考サル、取付方法ヲ示セバ下図ノ如シ。



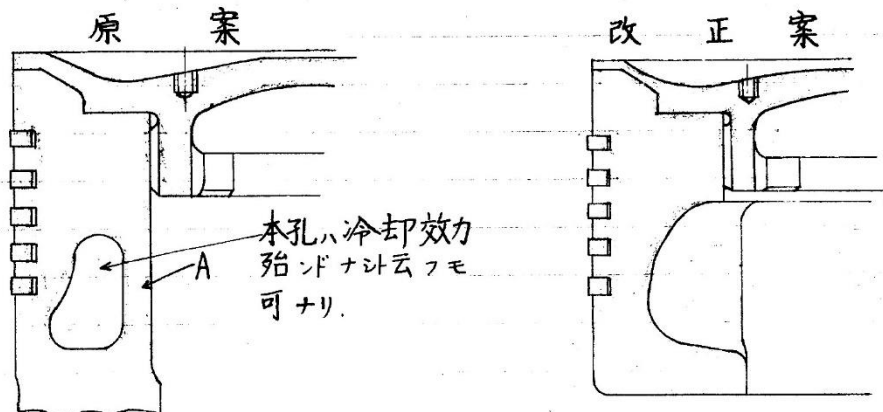
VII-3 尚腕形状ハ現状ノ如ク旋削スルヲ可トスルモ重錘ヲ附スレバ簡單ナル旋削不可能ナルヲ以テ別図ヲ示ス如ク 旋削装置ヲ使用シテ旋削スルヲ

可ト認ム 尚別図 8 =ハ各種クランク軸釣合重錘ノ
取付法ヲ示セルモ前項ニ図示セルモノヲ最良ナリト
思考ス。

VIII ピストン (原案図面番号 横実T6613)

VIII-1 本体上部ニ冠嵌込用ノ大ナル孔アルモ、コノ們処ヨ
リ亀裂ノ生ズル慮アリト思考セラルモ異常無キヤ。

VIII-2. 原案中空孔ハ冷却能力悪シ、何トナレバコ
中ノ空氣ハ殆ンド流動セザル故ナリ、強度上ヨリ考
フルモ A部「リブ」ハ廢止スルモ可ナラン、改テ改正
案ニ示ス如クナスヲ可トス。



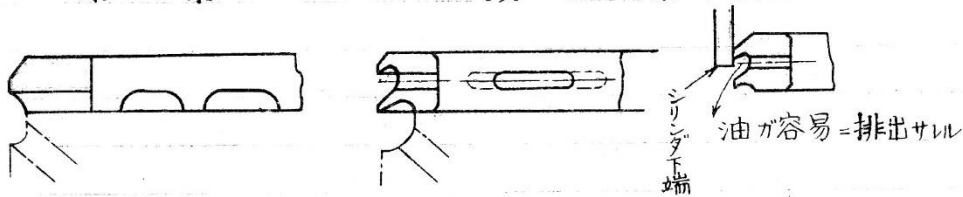
VIII-3. ピストンピン周囲ヨリ「ピストン」外部ヘノ潤滑油ノ
漏洩ハ別図 10ニ示ス如キ方法ニヨリ防止スルコ
ヲ得。

VIII-4. 潤滑油消費量大ナル由ナルモ之ハ油拭環ノ
效力悪キコトモ一原因ナラント推察サル、潤滑油消
費量ハ 2g/HP/h 位ナルベキナリ。即チ別図 9ニ
示スガ如キ油拭環ヲ用ヒ図ノ如ク油逃用孔ヲ
明クルコトニヨリ油拭環ノ効率ハ向上ス、尚本油拭環
形狀ハ M.A.N社ニ於テ種々ノ形狀ヲ実験使用セシ結
果得タル最良ノ形狀ナリ。即チ改正案ノ如シ、尚下
部「リング」ハ「ピストン」ノ最下部位置ニ於テハ「シリンダ」

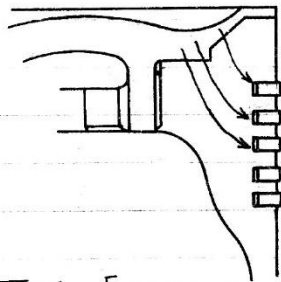
ト図ノ如キ関係ニアレバ最モ效果的ナリ、

原 案

改 正 案



Ⅷ-5. 現在尚「ピストンリング」ノ状況完全ナラザルハ冷却不良ニ依ルモノナラン。「ピストン」天上ノ熱ヲ下図ニ示ス如ク「ピストンリング」ヨリ「シリンダ」壁ニ逃サントスル方法ニ依ル場合ハ「リング」ヲ尚1個増加セシムレバ幾分良好ナラント思考スルモ「リング」ノ摩擦ニ依ル抵抗ヲ考慮スル要アリ。尚現在ノ油噴射ニヨル冠冷却方法ハ殆ド效果少キモノト思考ス。



Ⅷ-6 「ピストンリング」ハ現在傾斜型ナルモ性能上ハ平行型ト変リナキモノト思考サル。ニ付キ平行型トスルヲ可トス。平行形トスレバ溝ノ加工容易、「リング」ノ上下面ノラッピング容易、精度向上シ遙カニ有利ナリ。

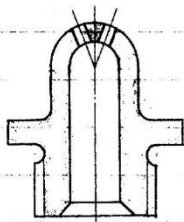
Ⅷ-7 「ピストン」ノ全体構造ヲ見ルニ量産的ノ形状トハ言ヒ難シ。若シ量産セントスレバ金型鑄造可能ナル形状ニ変更スル要アリ。又金型鑄物トスレバ抗張力モ遙カニ砂型鑄物ヨリ大トナル。現在ノ構造ハ冠等アリテ相当複雑ナルモ、最初ノ計画ニ當リテハ最モ簡單ナル構造ヨリ始メ、ソレガ成功セザリシ時初メテ改造ヲ加フルガ常道ナラント思考ス。ソノ意味ニ於テ金型鑄造可能ナル冠ナキ「ピストン」別図9/Aノ構造ヲ推奨ス。

Ⅷ-8. 「ピストンピン」ノ直径ガ標準以下ニ小ナリ

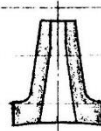
「ブシュ」ヲ廃止シ「ピストンピン」径ヲ78 ϕ トスルヲ
可ト思考ス。

Ⅷ-9 前述ノ冠無シ簡易型狀「ピストン」ニテ不成功ノ場
合ニハ別図10ニ示ス如キ方法ニテ天井ヲ冷却スレ
バ可ナリト思考ス。尚油噴射型ノ場合、「ノズル」
形狀ハ下図ノ如キヲ可ト思考ス。

原 案



改 正 案



クランク軸についてはアームのピン部外側カドの削り落しが過大で応力集中を招いていると指摘された他¹⁴²、内部モーメントに因る軸の撓みと主軸受の損傷が危惧されており、将来的に釣合錘を付して部分釣合を取るべき方向性が教唆された。旋削云々に関してはチャック側に板カムを取付けワークの回転と共に刃物台を出し入れする装置が図解されている。

ピストンについては冠を本体に被せるのではなく、その貫通孔に嵌込むようにしている原設計の可否が問われた他、ピンボス上方の空孔設置に効無きことが指摘されている。また、そもそも形状を単純化し、金型を用いた(高圧)鋳造に依る簡易な一体構造案から始め、要すればより複雑な構造へと進むべしとの「常道」を語った指摘は鋭くかつ教訓的である。

連桿軸部の油道→ピン内腔→ピンボス孔を通じて送られた油を冠部裏面に噴射して冷却を図る潤滑・冷却系統は効無きものと指摘され、一体構造で油の滞留時間を稼ぐピストン冠冷却法が提示され、油は管又はより単純構造のノズルにより供給されるべしと指摘された。ピストンピンとボスとの隙間からピストン外周部への漏油に対しては O リング入りのパッドをピン両端に当てがう方法が提案された。

また、潤滑油消費量が過大である点については MAN 直伝のベベルカッタ型ないし波型油リングが推奨された。これは 1940 年代後半、アメリカの機関車用ディーゼル界において Double Scraper Oil Ring と呼ばれるようになっていたモノと Oilcutter Ring と呼ばれたそれとを複合させたかのような技術であった。圧縮リングは上下面のラッピングも溝加工も

¹⁴² 三菱航空機が金星 3 型の開発に際し、光弾性試験や解析により当該部の僅かな削り落としに際してどれほど慎重な取り組みを進めて行ったかについては拙稿「三菱航空発動機技術史 第Ⅲ部」をご参照頂きたい。

面倒なキーストン型をプレーン型に代えても不足無かろうと指摘されている¹⁴³。

ピストンピン^おの直径不足云々は耐久性への配慮を欠く稚拙設計の極みであった。

5. 技術史的総括

横廠・横井式とも呼ばれるべき 2 サイクル高速ディーゼルを内燃機関技術史の中にどう位置付けるかについては 3 つの座標軸を用いねばならない。即ち、大形高速ディーゼル機関として、①：2 サイクル選択の適否、②：横断掃気選択の適否、③：排気部分管制選択の適否、である。

第 1 の点に関して：大出力高速ディーゼルを 2 サイクルで押した手近なライヴァルに三菱の ZC707(V 型 20 気筒)系機関が在る。64 号内火機械=ZC は横廠・横井式とほぼ同世代の技術であるが、横井らが巧く隠し^お遂せたたからか取り合う価値無しと見くびられたからか、戦後、彼らの 2 サイクル高速ディーゼルがアメリカ海軍の注目するところとならなかったのに反し、ZC707 の方は戦後、米軍に高く評価され、アメリカで徹底的なテストに供された上、その報告も公にされた。

しかも、ZC 系機関は戦後型の 20ZC、W 型 12 気筒に組んだ 12WZ を経て 1962 年、海上自衛隊魚雷艇主機 24WZ へと展開した。もっとも、その展開も結局はそこ止まりとなった。ZC ないし WZ のダウンサイズ版は陸上自衛隊 74 式戦車の ZF 機関(空冷 V10)、90 式戦車の ZG 機関(水冷 V10)へと展開したものの、10 式では 4 サイクルに道を譲った¹⁴⁴。

それらの用途が特殊な官需に限定されたことは一面において不幸ではあったが、さりとてそれらが一般産業用動力として“武人の蛮用”にも優る厳しい試練に耐え、市場に声価を確立し得ていたかどうかは甚だ疑問である。それ程、見所のある技術であれば誰かが追随していてよさそうなモノである。

これを直ちに応用展開し得る機会位、懷の中に幾らも持ったであろう大三菱にしてこの程度に終始した、というのが 2 サイクル大形高速ディーゼル界の実情である。GM(EMD)の機関車用・船用 2 サイクル大形高速ディーゼルは安定した性能で聞こえているが、それが性能的に大して攻め込んだスペックになっていないからこそ得られた評価である点にも留意される必要がある。2 サイクル大形高速ディーゼルというのは為せば成るような存在ではあ

¹⁴³ アメリカの機関車用ディーゼルのピストンリングについては cf., *Locomotive Cyclopedica of American Prectice*. 1947, p.1016. Advertisement of the Diesel Engineering and Manufacturing Corporation. なお、三菱神戸の稲生光吉は 1930 年にベベルカッタの上段を大径、下段を小径とし、上段を初期なじみに供し、両段接触後の総寿命延長を図るという趣旨の特許第 86948 号を取得している。濱部・長尾『船用機関及陸上用内燃機関』289 頁の記述を観る限り、このアイデアは三菱機関に相当期間、実用されていたようである。

¹⁴⁴ ZC 系については拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』信山社、1993 年、第 7 章にて取上げ、参考文献も掲げておいたが、その開発者、岡村健二を追悼する岡村健二氏追悼記念集出版会『岡村健二追悼集』1989 年、はこれにつての良くまとまった資料集となっている。

るものの、4 サイクル高過給機関の発達を前に長期的趨勢としては(排出ガス規制云々を別にしても)劣勢を強いられるべき運命を背負う技術であったと総括されて良からう。

第2の点に関して：戦後の2 サイクル界はドイツより連合国側へと反転掃気方的一种であるシニューレ掃気法が伝搬し、ガソリン/ディーゼルを問わずシニューレ・ブームが訪れた時代であり、あるセグメントにおいては決して退行することのないシニューレ・シフトが果された時代でもあった。先に引用した横井の論文2点は彼が1956年、京都大学に提出した博士論文「二サイクルディーゼル機関の部分排気管制掃気法に就いて」をベースとするものであり、直接的には1959年の第5回CIMAC大会における報告に基づいた論文である。大会報告後の質疑にはP.H., Schweizerのような著名な研究者やFiatのA., Gregoretto技師長といった超大物が立っており、両者は横井の研究を高く評価したが、シュヴァイツァーは横井の掃気効率試験装置によって良く設計されたシニューレを試験し、横井の部分排気管制型横断掃気方式との相対評価を試みるよう期待を表明し、横井自身も研究意欲を表明している。

それが実行されたのか否かについては管見の限りではないが、本稿では印影のみの形で登場した彼のボス、近藤市郎とともに横井らの横須賀ディーゼル開発部隊の多くを迎え入れたヤンマーにおいて横井式あるいはシニューレ式の大形高速ディーゼルが開発されたという事蹟については筆者ごときの仄聞するところとなっていない。

ただ、常識的に考えるに、軽過給までならシンプルなシニューレ掃気法によって相当な成果が得られたであろうし、高過給にまで追い込むならGMないしZC系様の排気弁付き単流掃気に若くものは無かったであろう。横井の排気部分管制型横断掃気方式は横断掃気方式を高速向けに仕立て直すには誠に好都合なアイデアであったが、それが一般論としてシニューレやMANの反転掃気を、はたまた排気弁付き単流掃気を駆逐するような技術であったとは言えまい。

第3の点に関して：回転弁による排気管制という技術そのものの盛衰についても押さえておかねばならないであろう。但し、横井式が戦後、遂に復活を果たさず仕舞いに終わったため、それは部分排気管制ではなく全部排気管制のハナシばかりになる。

その元祖、MANの反転掃気・排気孔管制方式について観れば、ドイツランドに装備されたMZ型を小型高速化し、飛行船への搭載を目指しながら失敗に終わった複動機関をストローク・アップして魚雷艇主機に仕立て上げ、ある程度、成功した知名度の高い作品にLZ19/30型機関がある。しかし、当時の内情に詳しい三菱重工業技師の門脇徳一郎は：

排気の管制弁はMANの経験で、高速魚雷艇に使つても、あの中に滓がたまつて、驅動チェンが切れて苦勞したのです。ダイムラー・ベンツと競争したのですが、管制弁の故障が原因してブレーク・ミーン四・五 kg/cm^2 ぐらいでがまんしなければならぬことになつて、負けたようです¹⁴⁵。

と述べている。

¹⁴⁵ 日本機械學會『小型二サイクルディーゼル機関』89頁、より。

やはり、450rpm.止まりの中速よりも 1200rpm.まで追い込む高速の方が管制弁にとっては遥かに苦しかったようである。それが横廠機関のようにギヤ・トレイン駆動であったら、かくも無様な姿は曝さないで済んだのかも知れぬのではあるが……。

横井の部分排気管制弁は駆動方式のみならず、本体構造面においても MAN のそれと構造を異にし、軸受、冷却、ガスシールに「特別の工夫」が払われていたと伝えられている。もっとも、果たしてそれがどの程度の仕上がりであったかについては疑問符が付きまとう。

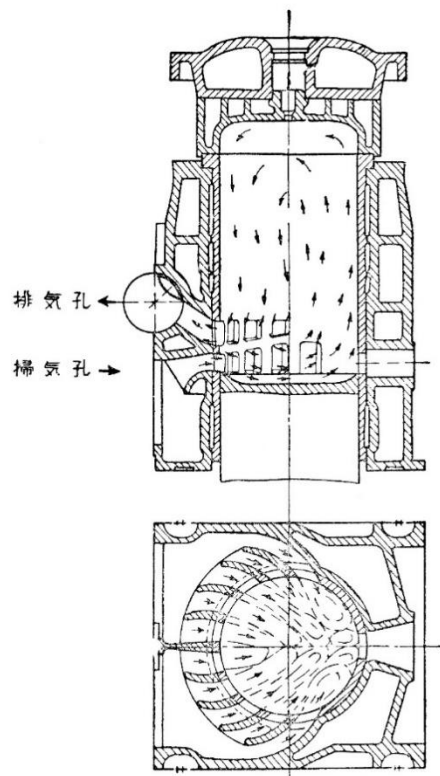
確かなのは横井によって確かめられたその実力が「連続四八時間位の運轉はやつて見たし數百時間位の累計使用時間では異常がなかったので、まず實用性は大丈夫と思います」という誠に頼りない水準に止まっていたということだけである¹⁴⁶。

戦後、2 サイクル複動高速ディーゼルをアッサリ捨て去った石頭の MAN は大形低速ディーゼル分野において一人、排気部分管制反転掃気方式の 2 サイクル複動 DZ 型機関の生産を継続する傍ら、'50 年代に 2 サイクル単動 KZ 型の改良を進め、掃・排気孔の区分線を傾斜させた上、これに全部排気管制を施した反転掃気法“T・スカベンジング”を開発し、KZ 78/140LA 機関にこの機構を初採用するに及んだ。つまり、高速複動ディーゼルを可能にした技術が低速単動ディーゼルの改良方案に生まれ変わったというワケである¹⁴⁷。

図 II-5-1 MAN “T・スカベンジング”

¹⁴⁶ 同上書、89~90 頁、より。

¹⁴⁷ 中谷勝紀『船用ディーゼル機関の解説』天然社、1953 年、77、78 頁、鴨打正一『船用ディーゼル機関』山海堂、1955 年、651~652 頁、参照。



鴨打正一『船用ディーゼル機関』651 頁、図 37・2。

八田・浅沼編『内燃機関ハンドブック』333 頁、図 3・2・3 もほぼ同じ。

図 II-1-1 として掲げられた MAN 複動機関の回転弁との構造的相違に注意。

我国においては'54 年、川崎重工業において K6Z 78/140A 型が、三菱重工業においては'55 年、K10Z 78/140LAB 型が完成され、川崎は同年、ターボ過給型の K5Z 78/140 型まで世に送っている。しかし、その排気管制弁も'56 年には縦型へと変更され(川崎 K6Z 70/120C)、'60 年には過給度の向上と共にこれも無用のモノとして撤去されてしまっている¹⁴⁸。

以上を要するに、回転弁に依る排気管制なる技術はディーゼル機関技術史においては甚だ一過性に富む技術として潰え果てたというコトになる。ガソリン機関においてはクランク軸に漫然と同調回転させるのではなく、機関回転数や負荷状況に応じて排気ポート断面積を可変制御する回転ゲートを用いたヤマハ発動機の YPVS (YAMAHA Power Valve System) のようなシステムが 2 サイクルの生き残りを賭けて開発され確たる成功を収めている。しかし、産業廃棄物たる C 重油を焚かされる中・大形ディーゼルともなればその類似品では持つ筈もなく、また横断であれ反転であれ、複流掃気法自体が超ロングストローク化には対応不能であったが故に、ガソリン機関における展開は参考になり得ない。

¹⁴⁸ 原動機事業 100 年史編纂委員会『原動機事業 100 年のあゆみ』川崎重工業(株) 機械ビジネスセンター、2008 年、108-109 頁、参照。

小括

日本海軍における造機技術史、とりわけディーゼル分野におけるそれを顧みるに、2 サイクル複動機関といい、この横廠・横井型 2 サイクル部分排気管制型横断掃気機関といい、屁理屈優先思想と腰だめの目標設定に嫌でも印象付けられざるを得ない。シュヴァイツァーは横井の研究を高く評価したが、彼は横廠・横井型 2 サイクル機関の初期設計に顕現する余りにも素人臭く屁理屈優先、生産性など何処吹く風と言わんばかりの独りよがりの思想についてなどカケラほどに知る由も無かった。

内心、呆れ返っていたであろうランゲ技師によって発せられた“ヨリ簡単な設計から手を着け、その限界を見定めた上、要すればヨリ複雑な設計に目を向けるべし”という箴言の真逆を行くかの如き志向が一貫して海軍におけるディーゼル開発の基調を為していたワケである。それにしても、65 号内火機械各部の詳細設計が 63 号と比べて大幅に合理化されていたのか否かについて不明とせざるを得ない点は本稿執筆者として遺憾の極みである。

なお、村田正之氏に拠れば：

「ヘーマ・ランゲ技師は帰国後に MAN 社にて親分であったピールスティック元設計部長と共に、ナチス協力者ということでドイツを追放され、パリにて SEMT 社【Société d'étude des machines thermiques : 熱機械研究社】を設立、U ボートの主機をベースに平和産業用として世界的に有名な PC 型機関の開発に貢献された¹⁴⁹⁾

ということである。

屁理屈の極北とも謂うべき魚雷艇主機用複式(2 段膨張)ディーゼルは残念ながら(?)海軍自身ではなく三菱長崎の清水菊平の手になる作品であった。しかし、かようなゲテモノを含め、海軍系中・高速ディーゼル開発史の描像を、従ってその教訓を約言すれば、既往の踏み固められた出発点を与えられていない状況下における地に足の着いた、それ故に次代へと継承され得る、例えば陸軍統制発動機にその典型を見出し得るような技術の開発が如何に困難な事業であったかという一点に尽きる。そして、浮足立った開発の其処此处での蹉跌という経験は戦後、再び殷盛を極めた技術導入ブームの少なくとも一側面を理解する鍵となり得るのである¹⁵⁰⁾。

第Ⅲ部においては南満洲鉄道及び鉄道省の初期内燃車両に関係した国産および輸入中速

¹⁴⁹⁾ 村田前掲「海軍時代の恩師を偲ぶ」海軍造機会『回想録』117~129 頁の 122 頁、参照。【】内、引用者補。但し、先にも述べたように、ピールスティック機関は軍事的価値をも有している。Gustav Pielstick(1890~1961)の MAN における業績や SEMT-ピールスティック機関の発展について簡単には小菅昭一郎・中島頼寧・平田治夫「ドイツ海運艦艇における船用ディーゼルの発展」、栄家達也「S.E.M.T.-ピールスティックエンジンの歴史的経過と最近の開発」、何れも『内燃機関』Vol.33 No.422 1944 年 11 月、参照。

¹⁵⁰⁾ この複式ディーゼルにいつての関連情報は R., Diesel 著/拙訳・解説『ディーゼルエンジンはいかにして生み出されたか』山海堂、1993 年、152~161、213~215 頁、前掲拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』72~73、76~78 頁に示されている(但し、214 頁下、2 箇所の単位は kg/PS)。陸軍統制発動機について簡単には拙著『日本のディーゼル自動車』日本経済評論社、1988 年、『伊藤正男 —— トップエンジニアと仲間たち ——』同、1998 年、参照。

ないし準高速ディーゼル機関が取上げられる。国産品のメーカーは新潟鐵工所であるが、その系論としては海軍小形潜水艦用主機ならびに洋上艦艇用発電補機として揺ぎ無い地歩を占めた三菱神戸系高速ディーゼル機関についてもややまとまった紹介がなされることとなる。

第Ⅲ部 南満洲鉄道及び鉄道省の初期国産ディーゼル機関車
—— 新潟鐵工所製初期機関車用ディーゼルと三菱神戸の対応物について ——

[Ⅲ]Early Japanese Diesel Locomotives
of The South Manchuria Railway Co., Ltd. and The Japanese Government Railways^(1/2)
—— On the Early Locomotive Diesels of Niigata Iron Works ——

第 Ⅲ 部 目 次

第Ⅲ部序

1. ディーゼル機関車における電氣的制御機構と機関の構造技術
2. 満鉄デセ型 No.7000, 7001(ジキイ 500, 501)号電気式ディーゼル機関車とそのエンジン
3. 満鉄ジテ 1 型とそのエンジン、クランク軸折損事故
4. 鉄道省 DD10 型電気式ディーゼル機関車とそのエンジン、クランク軸折損事故
5. 満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車の台車
6. 満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車の艤装
7. 満鉄電気式ディーゼル機関車に係わる幻の三菱神戸・海軍標準補発応用案

補論：Sulzer 勢：デセ型ディーゼル機関車 No.2000 及びジハ 1 型ディーゼル動車

小括

総括

第Ⅲ部序

第Ⅲ部前半は 1930 年代半ばの新潟鐵工所製機関車用準高速ディーゼル機関及びこれを搭載した機関車・付随車牽引動車の紹介を使命とする。新潟鐵工所は三菱神戸、池貝鐵工所と並ぶ本邦ディーゼル界の先行 3 社の一角を占め、戦前戦時期においては舶用中形機関から自動車機関まで幅広く手掛け、本稿に所縁の準高速ないし中速機関としては海軍内火艇用 150 馬力機関(6L 直噴・200×280mm、150HP/500rpm.)や海軍艦艇用発電補機＝補発用機関(2L 直噴・185×260mm、42HP/550rpm.、2L 直噴・145×230mm、25HP/550rpm.、2L 空気噴射・184×197mm、25HP/500rpm.)などといった作品群をも提供しているが、機関車用機関はそれらより遥かに大きく高度な作品であった¹⁵¹。

第Ⅲ部前半の今一つの焦点はこれらニイガタ初期機関車用ディーゼルにおけるクランクシャフト・デフレクションを巡る歴史譚である。クランクシャフト・デフレクションとはクランク軸の真直度が機能状態において確保されぬため、それが作動過程において不斷に回転曲げ試験に供されるような状況に陥り、主軸受を損傷させ、遂にはクランク軸自身の疲労破壊というレシプロ原動機にとって最も悲惨な結末を出来させる病態である。

それ故、第Ⅲ部前半はクランク室ならびに主軸受回りの強化を重ねつつ、遂に低比出力機関にあるまじきトンネル型クランク室へと逢着した国鉄制式ディーゼル機関哀史への序章ともなっている。対象をなす初期ニイガタ準高速ディーゼル 3 型式はその何れについても恐らく予備など無く、後にも先にも 1 基又は 2 基ほど造られた切りの超レアな存在であった。

このため、従来、鉄道史関係の書物にもこれらの車両や機関に係わるまとまった記述は皆無であり、同じテーマに触れた文献としては同時代の鉄道車両工学書における当り障りのない叙述や戦後、執筆された断片的回想記、及びそれらを拠り所とする筆者の概括的文章ぐらいしか存在しなかった。このテーマについて、以下では現時点において管見の及ぶ限りの同時代資料を用い、旧著のそれを超える体系的な紹介を試みる¹⁵²。

第Ⅲ部後半においてはこれらの車両に関する艤装面からのデータや南満洲鉄道(株)(以下、満鉄)ディーゼル機関車に係わる幻の三菱神戸案、満鉄における先駆的ディーゼル車両としてデセ型機関車 No.2000、ディーゼル動車ジハ 1 型に係わる情報が提供される。三菱案に登場する三菱機関は海軍小形潜水艦主機及び大形洋上艦艇における補発としてメジャーな存在であった三菱神戸準高速ディーゼルの応用派生機種であり、その実態に迫る営為は海軍

¹⁵¹ これら海軍向けのニイガタ機関については海軍工機學校『普通科機關術練習生(掌機術専修)教程 機關術教科書 (卷ノ二)』(内火機械、罐)、1938 年 11 月、31~50 頁、参照。戦前戦時期におけるニイガタ高速ディーゼルの技術史については拙著『日本のディーゼル自動車』日本経済評論社、1988 年にて詳しく紹介しておいた。

¹⁵² 拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』日本経済評論社、2005 年、20~22、26、28~31 頁、第 7 章、特に 127~130 頁、参照。なお、本稿に登場する車両に係わる概括的・形態的情報としては市原善積他『南満洲鉄道 鉄道の発展と機関車』誠文堂新光社、1972 年、323~324 頁、田邊幸夫『大陸の鐵輪』エリエイ、2003 年、174~177 頁、参照。

補発技術史の解明という点からも極めて意義深い。それ故、第Ⅲ部後半は第Ⅰ部「艦本式ディーゼル機関について」の補論ともなっている。

1. ディーゼル機関車における電氣的制御機構と機関の構造技術

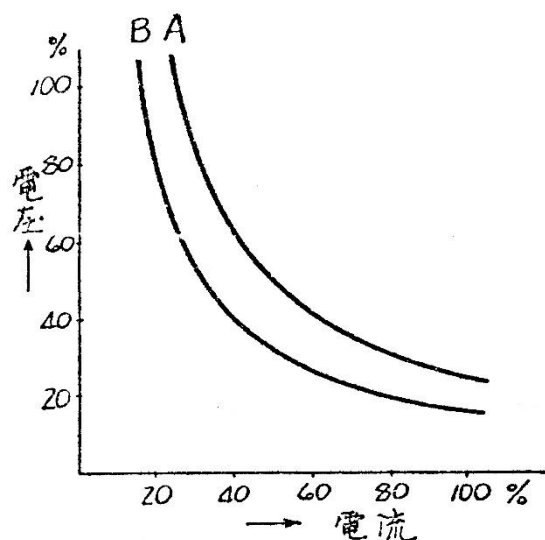
クランクシャフト・デフレクションなるトラブルが 1930 年代の新潟鐵工所製機関車用ディーゼル機関において如何に発現したのかについて論ずるに際してはディーゼル機関車の制御機構と機関構造技術との係わりを糸口として、謂わば“^{からめて}搦手”から物語りを始めるのが適当であろう。換言すれば、ディーゼル機関車における電気電動方式が愛好された所以とその限界について知っておくということである。

自己起動能力を欠くばかりか起動直後に大トルクを発生し得ないディーゼル機関を原動機とするディーゼル機関車には原動機の弱点を補う動力伝達機構が不可欠である。ディーゼル機関車の動力伝達方式には機械式(主として摩擦クラッチと歯車式変速機)、液体式(主としてトルク・コンバータ)および電気式ないし“diesel electric”と呼ばれるシステムが鼎立している。そして、その何れにおいても、それが機能するためにはそこに何がしかの制御が執行されなければならない。動力伝達機構は動力技術サブシステムの延長であると同時に、制御技術サブシステムが宿る場でもある。

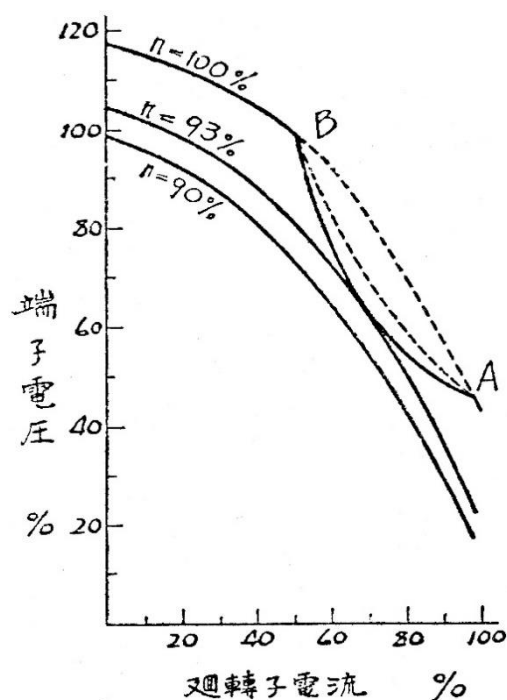
そこで、本稿の対象となる車両群に採用された電気式制御法ないし電気式動力伝達・制御技術サブシステムについてそのあらましを紹介してみよう。歴史的観点から実際に問題となる直流方式の場合、パワーは単純に電流 I と電圧 E との積として表わされるから、電流 I を横軸、電圧 E を縦軸に表示する場合、ある一定の電力、即ちパワーを表す等電力曲線は直角双曲線＝反比例の曲線として描かれる。図Ⅲ-1-1 左の A、B がその例で、それぞれは異なった回転数に応じた原動機の出力を表現する曲線となっており、同一曲線状のあらゆる点において $I \times E$ は等しい。また、原動機からの動力を受け取る直流発電機の出力特性は図Ⅲ-1-1 右に示される通りであり、横軸が回転子を流れる電流、縦軸が端子電圧となる。

一つの問題は車載の直流発電機を何によって駆動するかであり、ディーゼル・エレクトリック方式は単純明快にこの駆動力をディーゼル機関に求めるという手口である。

図Ⅲ-1-1 等電力曲線と Lemp 式制御の基本的態様



等出力曲線



発電機出力特性とレンプ式制御

佐竹達二・田中太郎「内燃動車」鐵道常識叢書第九編『客貨車』鐵道研究社、1935年、三・二三頁、第四圖、三・三一、第八圖。

次に、直流発電機が描く素の出力(吸収馬力)曲線は上に述べた通り図Ⅲ-1-1 右に見る原点に対して凹の曲線群となっている。この場合、①：発電機の負荷率が低い場合(例：図Ⅲ-1-1 右の $\eta = 90\%$)、あるいは②：発電機容量に対して無駄に大きな機関出力を与える不経済な設計がなされている場合、あるいは③：発電機の出力曲線が機関の等出力曲線(AB間の中位の破線を外挿したモノ：図Ⅲ-1-1 左の曲線A, Bに相当)と交錯しており、かつ後者の下に位置する運転領域(図Ⅲ-1-1 右のA点の右側、B点の左側)においては発電機側が殊更制御される必要は無く、機関はその回転数をガバナで一定のレベルに保たれつつ部分負荷運転しておれば良い¹⁵³。

しかし、等出力曲線(AB間の中位破線)が機関全負荷出力に対応するものであり、なおかつ、これを発電機の出力曲線が上回るような状況(AB間の上方破線)においては上例と異なって発電機側の制御が問題となる。即ち、主電動機起動時の発電機回転子電流を図の右端、100%とすれば、起動後、速度(主電動機回転数)の上昇と共に電圧は上昇し電流は低下し発電機出力はその出力曲線が機関の等出力曲線と交わるA点へと至る。この時、機関は全負荷に達しているから、このまま機関と発電機とを漫然と運転させていたのでは速度の上昇と共に更なる電流低下と電圧上昇が招来され、発電機発生電力＝機関負荷は跳ね上がり、機関は過負荷状態に追い込まれ、忽ち腰砕けを起こしてしまう。

¹⁵³ ディーゼル電気機関車における機関ガバナ制御については拙稿「東芝 DD90 1 とその時代——復興期の試製的汎用電気式ディーゼル機関車——」にてやや具体的に触れる。

原動機の大幅な回転数・出力落込みを防止するため主発電機の界磁への電流を制限し、その発生電圧を低下させ、機関と発電機の双方に等出力曲線を若干(約 7%)、下回る水準の修正アウトプット(AB 間の実線の曲線)を発生させ互いの均衡を図ること、これがレンプ式発電機制御の眼目である。勿論、A 点と B 点とでは出力は等しく、車両走行速度が更に上昇して B 点の左側の領域に至れば発電機出力は再び等出力曲線の下に位置して来るため、発電機は何の拘束も無くその能力を発揮し、機関側はガバナによってその回転数を制御されつつ負荷率を低下させて行けば良いことになる。

なお、主電動機の起動から A 点に至るまでの領域においても図の発電機出力曲線は等出力曲線の下に位置している。因って発電機側は無制御で済むが、列車牽き出し直後には空転により主電動機の最大許容電流が制約されるため主電動機のツナギに直列の要素を入れる必要を生じたり、逆に機関側では全負荷運転させることが出来なかったりする。通常、この間においては機関回転数は徐々に引上げられる。

かような発電機出力制御を司る制御装置としてはここに取上げた Herman Lemp による GE(米)のレンプ式(主発電機ないし励磁機に付設された差働界磁コイルの発生逆電圧による主界磁への電流自動制御、微調整用に調節用抵抗器を加える場合あり)¹⁵⁴、ソ連の Lomonosoff 式(励磁機駆動用補助機関付・励磁機用補助発電機界磁の抵抗を手動制御)¹⁵⁵、Brown-Boveri(BBC: スイス)の Ward Leonard 式(主発電機界磁抵抗の手動制御)¹⁵⁶、その抵抗制御をリレー回路で自動化したもの(同)、Siemens-Schuckert 社(独)の Gebus 式(主発電機のみによる制御)¹⁵⁷、Westinghouse(米)のトルク式(調節用抵抗器付きレンプ式の抵抗制御を自動化したようなモノ)、といったシステムが提案、実用化されていた¹⁵⁸。

こうした制御技術サブシステムと組合わされたガソリン・エレクトリックやそこから派生したディーゼル・エレクトリック・ユニットは機関車、気動車のみならずバス¹⁵⁹、クレー

¹⁵⁴ 鉄道省 DD10 型機関車(後述)がこれ。

¹⁵⁵ これが初めて用いられた機関車については第 I 部、図 I-3-12 と対応本文を見よ。

¹⁵⁶ 鉄道省の DC11 型機関車(MAN)がこれ。

¹⁵⁷ ドイツのフリーゲンダー・ハンプルガーがその嚆矢。

¹⁵⁸ 以上、同時代の制御システムについては佐竹・田中前掲「内燃動車」三二二~三三七頁、より。更に詳しくは朝倉希一(編)『鐵道車輛』下巻、春秋社、1936 年、184~192 頁、山下善太郎「内燃電氣車に就て」『内燃機關』第 2 巻第 8 号、1938 年 8 月、参照(島秀雄『最近の鐵道』岩波講座機械工学[X 別項]、1944 年、91、93~94 頁はこれの簡略版。多賀祐重『鐵道車輛』鐵道工學會、1940 年、207~208 頁は更に簡略)。戦後のそれについては横堀 進『鐵道車両工学』共立全書、1955 年、112~116 頁、大塚誠之監修『鐵道車両—研究資料—』日刊工業新聞社、1957 年、128~133 頁、参照。

¹⁵⁹ 鐵道車両における適用例については cf., I., Franco and P., Labryn, *Internal-Combustion Locomotives and Motor Coaches*. The Hague, 1931, pp.11, 45~49, 54~59, 65~70, 90~91, 101~102, 108~125, 130~143, 183~196, 215~220, ガソリン・エレクトリック・バスについては cf., Westinghouse Electric & Manufacturing Company, *Westinghouse Electric Railway Equipment for Speedy and Comfortable Transportation Service Special Publication*, 1863. Oct., 1929, pp.24~26, 渡部寅次郎『ディーゼル機關 II』岩波全書、1937 年、359、360 頁、参照。ハーキュレス渦流室式機関と GE 製電氣装

ン船¹⁶⁰、等にも応用された。アメリカ海軍の潜水艦にレンプ式制御装置を備えた GM の機関車用ディーゼル・エレクトリック・ユニットが重用され、太平洋戦争後半期に大活躍した件については夙に知られる通りであろう¹⁶¹。

ディーゼル機関の熱効率を最大限に発揮させるにはこれを全負荷最小燃料消費率がマークされる辺りの回転数で全負荷運転させるのが良い。高級な無段変速装置とも形容可能なディーゼル・エレクトリック方式においては機関をこの熱効率上の最適点付近で定速運転させる時間割合を高く設定することが他の方式よりも容易である。この特性はまた、クランク軸の振り振動回避にも誠に好都合であるから、ディーゼル・エレクトリック方式においては制御技術サブシステムが構造技術サブシステムをバックアップする関係性が構築されているとも言える¹⁶²。

これは発展途上のディーゼル機関にとっては特に有難い構図であった。それでも、ここで肝銘されるべきは、振り振動面におけるその大いなる恩恵もことクランクシャフト・デフレクション対策としてはさしたる効を及ぼし得ないという命題である。むしろ、大きな重量を有する発電機を機関と直結するというその構造故に、電気伝動方式はクランクシャフト・デフレクションに対しては他の伝動方式よりも却ってこれを惹起し易い技術となり得るということである¹⁶³。

2. 満鉄デセ型 No.7000, No.7001(ジキイ 500, 501)号電気式ディーゼル機関車とそのエンジン

この電気式ディーゼル機関車は 1933 年、満鉄鉄道建設局より僻地の鉄道建設用に給水不用で作業用・照明用電源車としても使用可能なディーゼル機関車開発の打診を受けた鉄道省が内地企業に斡旋の労を執り、各社の協力によって 1934 年に 2 両完成した満鉄初の国産ディーゼル機関車である。³⁵ 年より鉄路総局に転属した本機は本線用機関車としても本邦初の作品となっている¹⁶⁴。

デセで始まった本機の称号はジキイ No.7000, 7001 時代を経てジキイ No.501, 502 へと推

置とを組み合わせた GM のバス用ユニット。

¹⁶⁰ 日本機械学会『日本機械工業五十年』1949 年、805~806 頁、参照。同、809~810 頁は記述不分明。

¹⁶¹ 『鉄道車輛工業と自動車工業』122~126 頁、参照。

¹⁶² パワー・エレクトロニクス出現以後、機関車界においてディーゼル・エレクトリック方式が息を吹き返しており、その最大の理由は動輪の各軸制御に求められているが、ディーゼル・エレクトリックの基本的運転特性は熱効率向上や環境負荷低減に対しても有利に作用する要素である。

¹⁶³ 直結とするのは勿論、中間軸を配すれば振り振動という今一つの厄介な問題を引き起こすことになるからである。今一つの方策である流体継手の採用は若干、後の年代の事象となるし、コスト的にも可能ならなるべく避けたい手口である。

¹⁶⁴ 仲谷新治『ディーゼル機関講義』中巻、漁船機関士協会、1963 年、524~525 頁、渡部寅次郎『ディーゼル機関 II』岩波全書、1937 年、306 頁、本文引用図の出典文献、参照。仲谷新治(1893-1986)は 1935 年当時、³⁰ 年よりディーゼル専門工場に特化せしめられた新潟鐵工所蒲田工場の設計部長、つまりニイガタ・ディーゼル開発の総帥であった。

転せしめられたが、満鉄関係者は後にこれらの記念されるべき機関車についてかなりの希望の観測を交えつつ次のように語っている：

本機関車は新潟鐵工所、芝浦電氣、日立製作所等の共同製作にかゝり、此の種車輛としては最初の國産であり、此の製作は我が國鐵道界に於ける一大躍進であつたに相違ない。其の後此の製作技術及經驗に鑑み滿鐵の 500 馬力重油電動車及鐵道省の 600 馬力旅客用重油電氣機關車等の優秀なる車輛の出現を見るに到りれり。更に近き將來に超高速重油電氣機關車が製作されるに到るものと思はれる。

斯様に本機関車は重油電氣車輛の製作に著しき貢獻を有するのみならず、滿洲鐵道建設にも亦大なる役割を果せるものである。即ち建設線には給水施設の不備に抱【拘】らず本機関車の特長を遺憾なく發揮し北滿各線の建設には縦横自在に活躍しその機能の優秀性を期待されたるものなり。

今日では中大線の礦石運搬用に從事して居るが出力 750 馬力は機関車としては極く小型に屬し牽引力不足のため本線に於てその機能を充分發揮し得ないのは遺憾と思ふ。

尚本車は必要に應じては車外送電をなし得て點燈用としても使用し得る特長を有して居る¹⁶⁵。

点灯用電源車としての機能は工事用機関車としての属性であり、建設路線用の機能が本線主機としての制約の後に述べられるなどは杜撰な文章と形容されねばならぬが、本機の歴史的意義とその健全確実な機能性は十分に表現されていると言えよう。また、「超高速重油電氣機關車」云々は明らかに上述した三菱 ZC707 開発との絡みがある¹⁶⁶。

但し、本機が本線用として小出力と言うのなら重連総括制御が試みられたり戦後の国鉄 DD50 型機関車のように 2 両連結で常用される格好に持って行かれても良かった筈である。実際、後者のような例は 1929 年のカナダ国鉄 No.9000(1360HP×2)や同時代の Sulzer 製機関車(850PS×2: 図Ⅲ-2-1)にも見受けられる通りであり戦前期においても取り立てて例外的とは言えぬ手法であったからである。

¹⁶⁵ 奉局輸送課「貨物用 重油電氣機關車説明書 ジキイ 501 及 502 號」奉天鐵道局輸送課『驀進』第 5 卷第 1 号、1940 年 4 月、より。

¹⁶⁶ 満鉄用 ZA 機関の計画上の要目は 2 サイクル排気弁付き単流掃気 12V-150×200mm, 1200PS/1600rpm. であった。開発計画は戦時下に頓挫を来したが、やがてその 16 気筒化計画を経て 20 気筒の ZC-707 の試作が始まり、上述の通りこれが戦後、20ZC として海上自衛隊魚雷艇主機となり、やがて W 型 24 気筒の 24WZ への進化を遂げることになる。島 秀雄「鐵道車輛用内燃機関」『日本機械工業五十年』287~288 頁、三菱重工業(株)『艦艇用高速 2 サイクルディーゼルの歩み』無刊記(1986 年頃)、拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』信山社、1993 年、194~201 頁、参照。この三菱重工業発行資料の閲覧は困難と想われるが、当該部分の内容は沼田 耕・松村哲也「三菱高速 2 サイクルディーゼル機関の開発」、大原信義「わが国の魚雷艇及び掃海艇と三菱高速 2 サイクル機関」(何れも岡村健二氏追悼記念集出版会『岡村健二追悼集』1989 年、所収)に若干詳しくした格好で展開されており、満鉄向け ZA に関しては前者に記述が見出される。

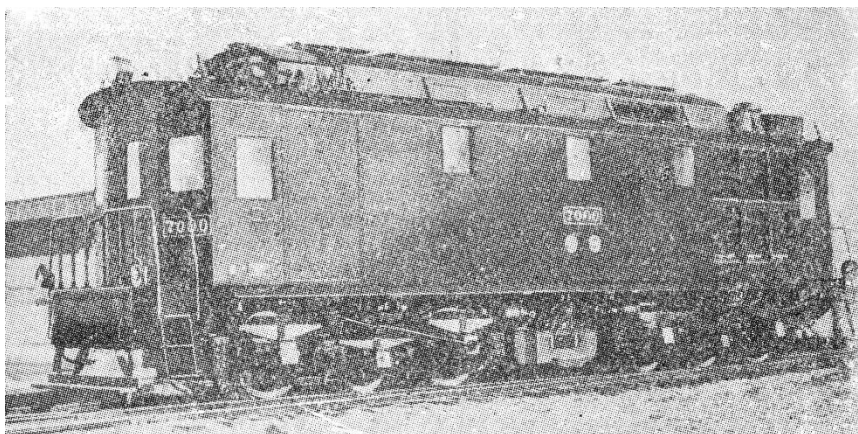
図Ⅲ-2-1 アルゼンチン国鉄向けズルツァ製 2 個 1 式ディーゼル機関車(合計出力 1700PS)



Gebrüder Sulzer, 100 Jahre Gebrüder Sulzer 1834—1934, Winterthur, 1934, S.75.

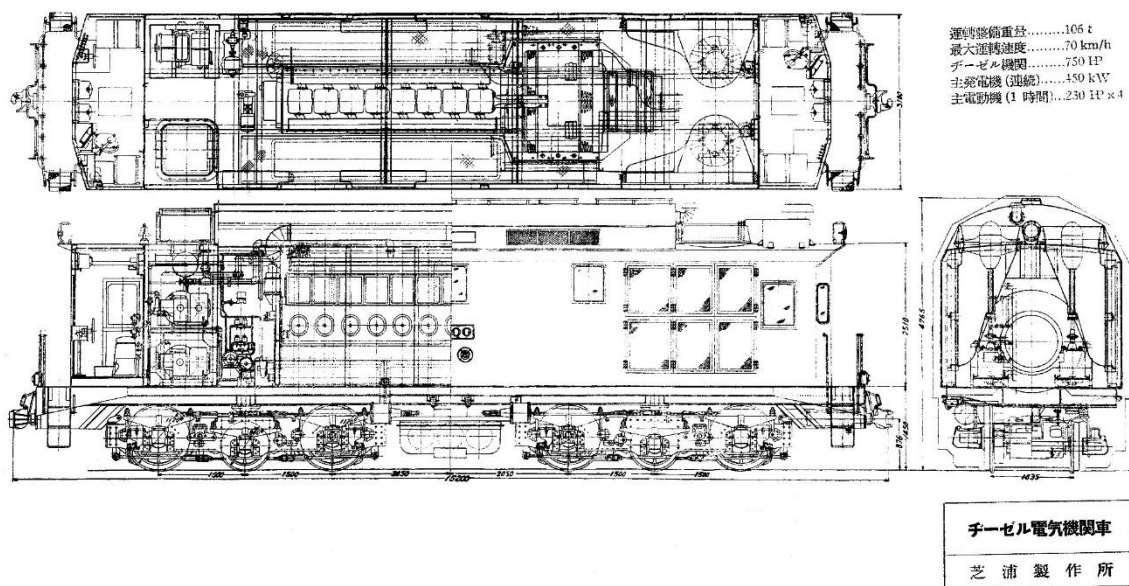
それはともかく、本機は技術史的に重要であるばかりか小なりと雖も佳作に属する機関車であり、あまつさえ、その主機は新潟鐵工所製機関車用ディーゼルの源流をなすものである。そこで、先ずはその概要ないし全体像について紹介することから始めよう。この 7000 型 2 両の内、7000 は芝浦製作所、7001 は日立製作所(笠戸工場)にて製造された。もともと、7000 については車体の箱を分担したからか、汽車製造会社が自社製を謳っている。しかし、先の引用や機械學會での扱いを見ると些かその影は薄い。

図Ⅲ-2-2 満鉄デセ型 7000 号電気式ディーゼル機関車(芝浦製作所)



永井 博「車輛用機関」三木吉平・大井上 博・永井 博『自動車用機関・車輛用機関』内燃機関工学講座 第 10 巻、共立社、1936 年、所収、313 頁、第 18 圖。

図Ⅲ-2-3 満鉄デセ型 7000 号電気式ディーゼル機関車 3 面図



日本機械学会『改訂国産機械図集』1937 年、143 頁。

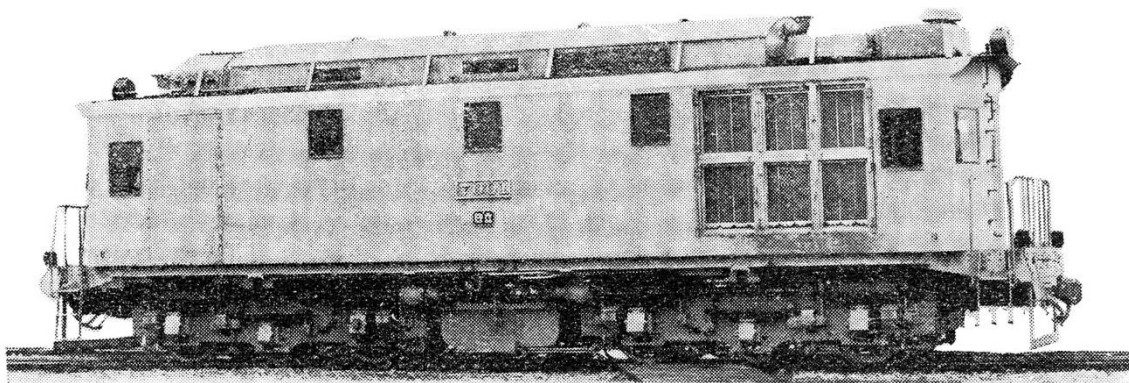
渡部寅次郎『ディーゼル機関 II』332 頁、第 185 図もほぼ同じ。

その辺りの委細は別として、図よりその運転整備重量は 106t、最大運転速度 70km/h、機関出力 750HP。主発電機は 450kW(連続)、主電動機は 1 時間定格 230HP×4、動輪径 1120mm、従輪径 840mm、軸距 1500mm、ボギー心間距離 4100mm であった。同型の 7001 号は日立製作所で建造された(図Ⅲ-2-4)。

この奇妙な A₁A-A₁A という軸配置を満鉄電気式ディーゼル機関車の嚆矢、デセ型 No.2000(ジキイ型 No.2000→ジキイ型 No.1。補論、参照)の運転整備重量 80t、軸配置 B₀-B₀ と比べれば、それが国産ディーゼル・エレクトリック・ユニットの過重量の証であったと同時に、開き直る格好で低規格軌道への入線能力を重視した結果であったという消息は明らかであろう¹⁶⁷。

図Ⅲ-2-4 満鉄デセ型 7001 号電気式ディーゼル機関車(日立製作所)

¹⁶⁷ デセ型 No.2000 については補論、参照。



機械学会『機械工学年鑑 昭和 10 年版』117 頁、第 11 圖。

しかし、そもそも本機における軸重配分は如何程であったのか？ この基本的な点について機械学会が提供してくれた資料には何の記述も見られない。そこで、改めて同時代の満鉄資料を参照することにしよう。先に引いた満鉄の資料は本型式の概要について次のように述べている。主要寸法・重量は、機関車全輪軸距離 10,100mm、台車中心距離 7,100mm、連結器中心距離 15,200mm、全長 14,400mm、最大幅 3,100mm、動輪径 1,120mm、遊輪径 840mm、連結器高さ 876mm、運転整備全重量 106t、動輪 1 軸上重量 19t、遊輪 1 軸上重量 15t、最大速度 70km/h であった¹⁶⁸。

確かに、満鉄の主力蒸気機関車の最大動軸重は 23~24t 程度であったから 7000 型の動軸重は相対的に軽かったが、かと言って 106t という総重量からして 7000 型を 2000 型のように遊輪無しの B₀-B₀ でまとめることには満鉄線路上では確かに無理があった¹⁶⁹。

7000 型には K8H 型なる直噴準高速機関が搭載された。その概要は 8L-310×380mm(229.4φ)、750HP/600rpm。始動は蓄電池電源で主発電機を駆動することにより、定格回転数は通常が 600rpm、始動・惰行・車外送電・主発電機開放運転時が 450rpm であった。その切替えには電磁空気式装置が用いられたが、切替えに伴う回転数の不安定化を抑えるため 2 秒という時間を充てるように配慮されていた模様である¹⁷⁰。

電気回りは主発電機が 450kW、500V・900A(1 時間定格 1,100A)、補助発電機は 50kW・150V(1 基)、主電動機は 1 時間定格 225 馬力/700rpm.(600V・313A)が 4 基、歯車比 791 : 8、この他に補助電動機は放熱器送風機用の 17 馬力/2,000rpm.(150V・110A)が 2 基、温水ポンプ用 1/2 馬力(110V・5.1A/1,500rpm.)が 1 基、自車温水暖房用重油燃焼器のための送風送油電動機(100V・1,800rpm.)が 1 基、同期運転される三菱 D-4-P 型空気圧縮機(2-195×130mm、7.5kg/cm²、1,280/min.)2 基のための 30 分定格 6.5kW(150V・900rpm.)電動機が 2 基という総勢で、蓄電

¹⁶⁸ ここで紹介し他軸重は田邊『大陸の鐵輪』176 頁の動軸重 17.8t、遊軸重 12.5t と異なっている。イコライザ(図Ⅲ-2-3、図Ⅲ-5-1、参照)のレバー比変更がなされていたのかも知れぬが、田邊は出典を明記していない。

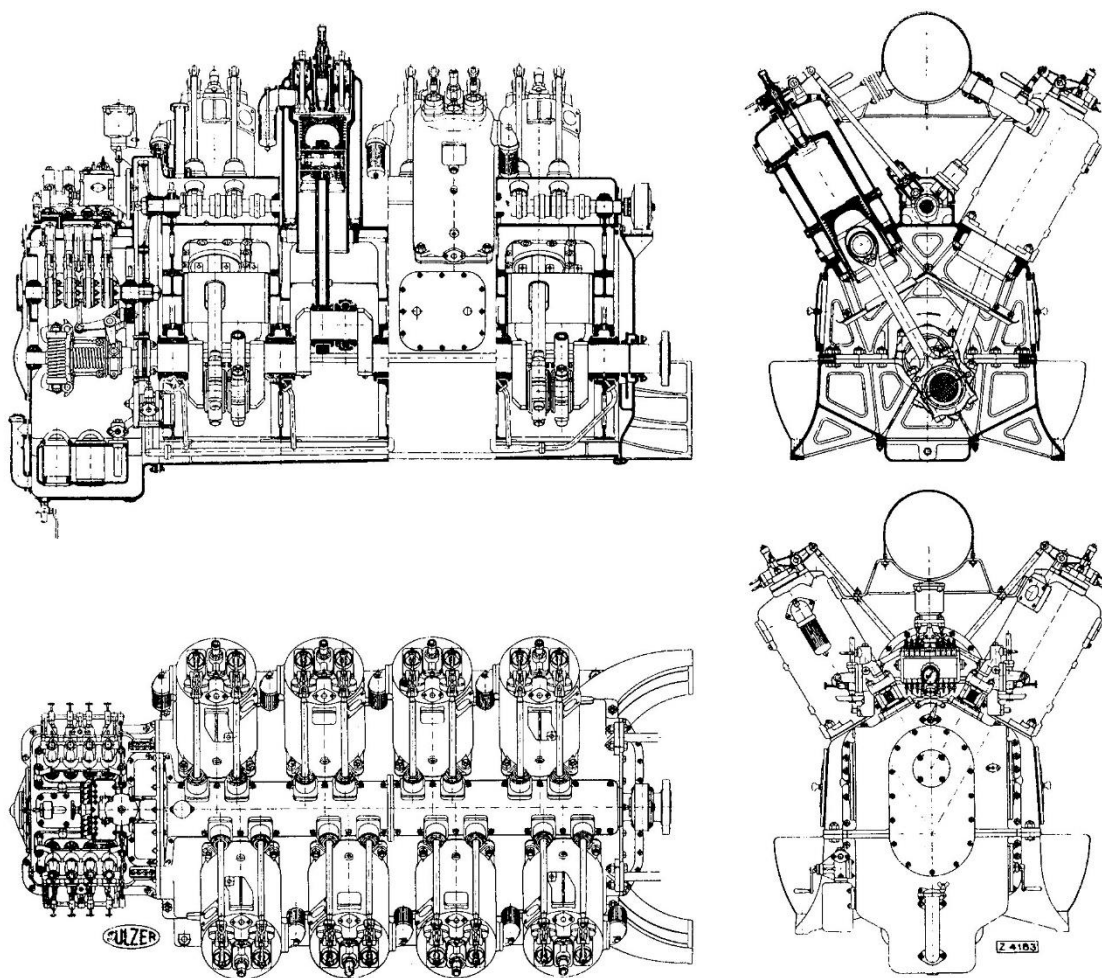
¹⁶⁹ 奉局輸送課「貨物用 重油電気機關車説明書 ジキイ 501 及 502 號」より。

¹⁷⁰ 永井「車輛用機關」412 頁、参照。2 秒云々は後述 K8C に関する記述より。

池総容量は 488Ah であった¹⁷¹。

K8H 型機関は Sulzer 8LV31 型予燃室燃式機関(8L-310×370mm、750HP/620rpm.)のストロークを 10mm 伸ばし定格回転数を引下げたような機関であった。新潟にお手本とされたズルツァはその中速-準高速機関の草創期、ライナレスの頭部一体気筒を各筒独立に吹き、これを列型ないし V 型に組んで広い出力帯を無理無くカバーさせる戦略を採っていた。次図はその一例であるが、型式称号は不明である。朝倉が 250HP/550rpm.、附属品込の重量 7.8t と紹介しているのがこれであろう¹⁷²。

図Ⅲ-2-5 ズルツァの旧式準高速機関(予燃焼室式、250 馬力)



I., Franco and P., Labryn, *Internal-Combustion Locomotives and Motor Coaches*. Utrecht, 1931, p.16

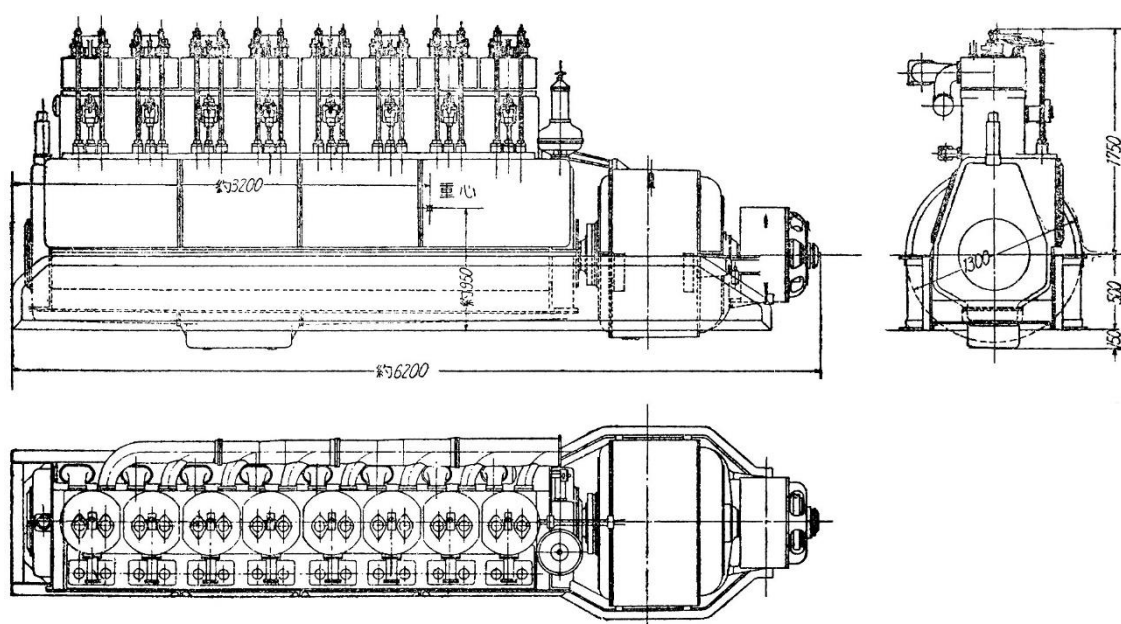
Fig.8.

¹⁷¹ 奉局輸送課「貨物用 重油電気機関車説明書 ジキイ 501 及 502 号」より。

¹⁷² 朝倉希一「内燃機関の鐵道車輛に對する應用」『機械學會誌』第 31 卷第 139 号、1928 年 11 月、参照。それ以前には直噴の同系列機関が在った。

しかし、コスト的に有利なこの構造も中速・準高速機関位のサイズともなれば修理に至って不便であり、かつ、機関の躯体を軸方向に著しく間延びさせるため、やがてズルツァは気筒ブロックを一体鋳造とし分離型の気筒頭を各筒独立とする方式へと転じた。その一例が件の満鉄デセ型機関車 No.2000 に装備され、後に新潟 K8H のモデルともなったかの 8LV31 型であり、このズルツァ機関は MAN W7V28/38 型機関(7L-280×380mm、700HP/700rpm.: デセ型 No.2001→ジキニ型 No.2001→ジキニ型 No.1)との比較で満鉄側に好印象を与え、満鉄のズルツァ最員の契機になった機種でもあった¹⁷³。

図Ⅲ-2-6 満鉄デセ型機関車 No.2000 に用いられたズルツァ 8LV31 型 750 馬力機関

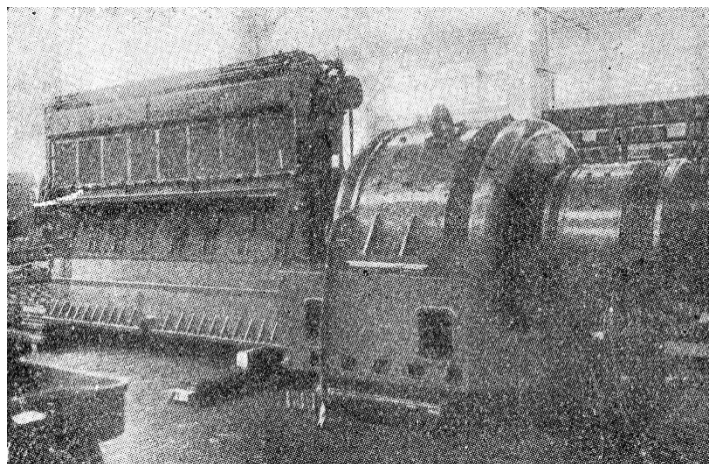


永井「車輛用機関」429 頁、第 108 圖。

次の写真は工場内にて発電機と結合された状態の新潟 K8H 型機関、次の図はその三面図である。

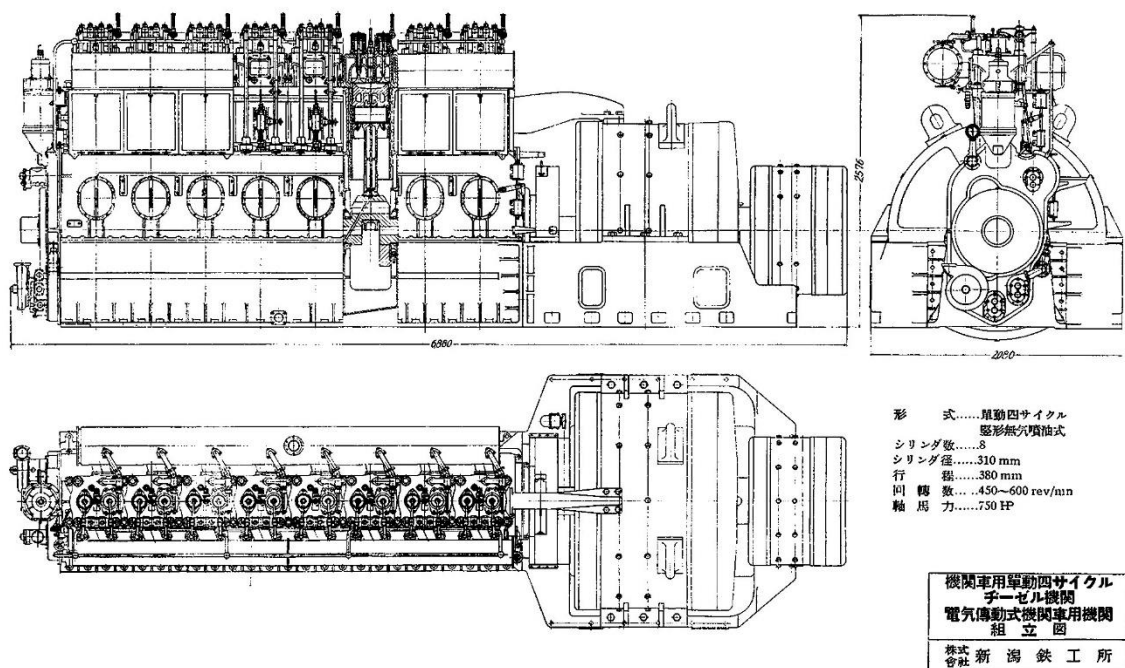
図Ⅲ-2-7 満鉄 7000 型電気式ディーゼル機関車用新潟 K8H 型機関

¹⁷³ 勿論、MAN W7V28/38 型機関は鉄道省 DC11 型に装備された W6V28/38 型機関の 1 気筒追加版である。



永井「車輛用機関」412 頁、第 82 圖。

図Ⅲ-2-8 新潟 K8H 型機関 3 面図



『改訂国産機械図集』107 頁。

渡部寅次郎『ディーゼル機関 II』333 頁、第 186 圖もほぼ同じ。

主発電機の右に付いているのが補助発電機。

K8H の気筒数・ボア・ストロークは上述の通り 8L-310×380mm であった。図よりクランク軸は自由鍛造削り出しらしい。ピン部・ジャーナル部は中空加工されている。その熱処理云々については材質の如何と共に不明である。釣合錘は要所に後付け。連桿は大端部別体で桿部は丸断面中空加工らしく、気筒は湿式ライナ入り、気筒頭は各筒独立、2 弁式。気筒間

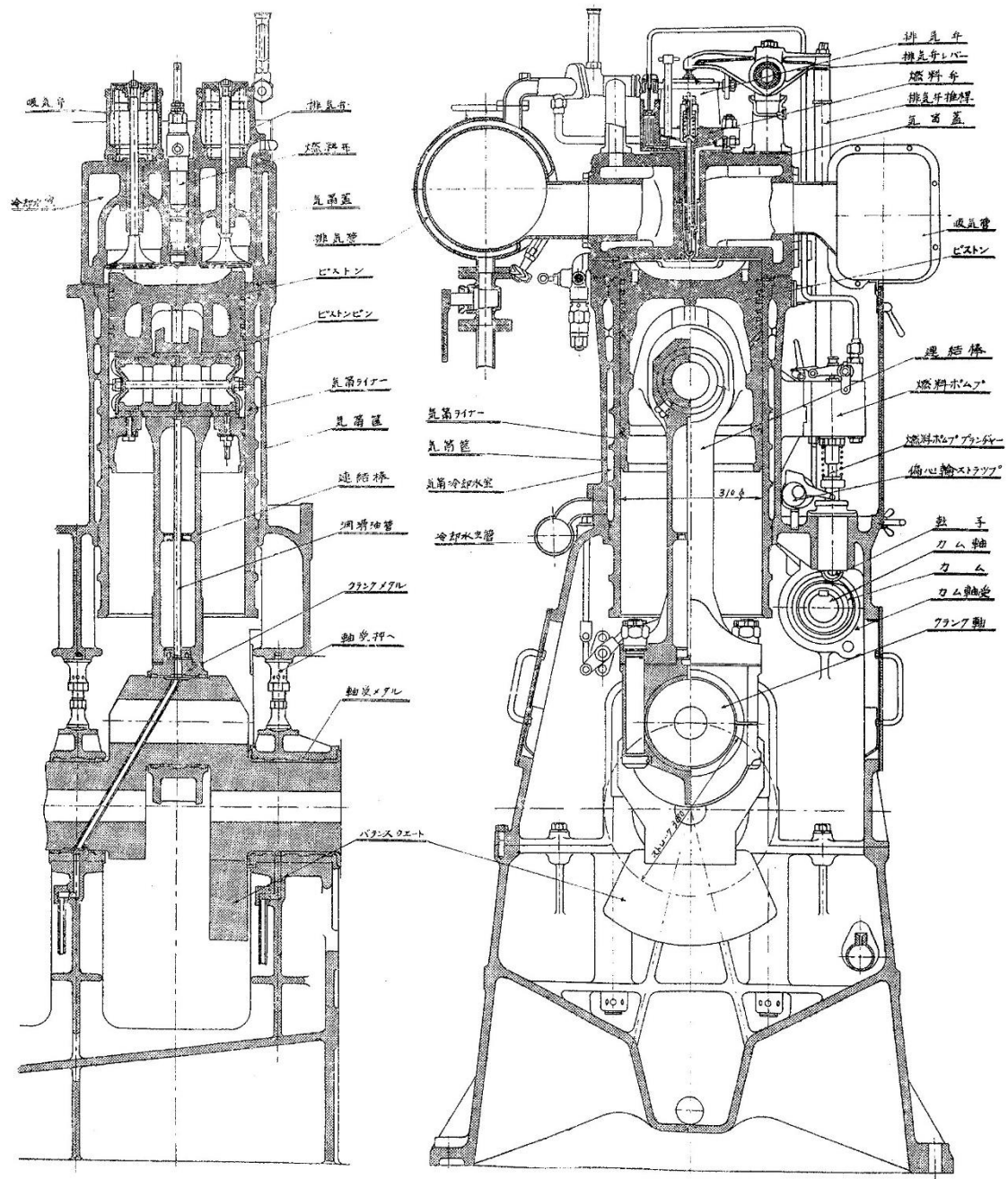
隔は全て同一で、ピストンは軽合金製、外形寸法は全長 4,480mm(発電機直結全長 6,880mm)、全高 2,576mm(揺腕上面までの高さは 2500mm)、全幅 1,160mm(発電機込の全幅 2,080mm)。機関・発電機共舞台床を有するズルツァ機関とは異なり、継ぎ足し方式にはなっているが、800mm というその台板の高さ(厚み)は注目に値しよう。機関重量は 13.5t であった¹⁷⁴。

全体図を離れ、K8H の詳細に目を遣れば、圧縮隙間は 8mm、圧縮圧は 36kg/cm² であった。クランク軸はジャーナル径 200mm、同孔径 70mm、クランクピン径 195mm、同孔径 100mm、同長さ 120mm であった。

更に、図Ⅲ・2-9 から、ライナが湿式であったこと、連桿が船用機関なみの小端・桿部と 2 分割大端部とから成る 3 ピース構成で桿部は中ぐり加工されていたこと、ピストンピン軸受がブッシュ、主軸受メタル、クランクピン・メタルが何れも鋳込みのホワイトメタルであったこと、主軸受上部冠が架構から押しネジ(ジャッキボルト)で台板に向けて押さえつけ固定する中形機関として一般的な方式であったこと、がより詳しく観取される。台板の構造、とりわけその深さ(高さ)とオイルパンが発揮した縦通補強部材としての存在感は印象的である。

図Ⅲ・2-9 K8H 型機関断面図

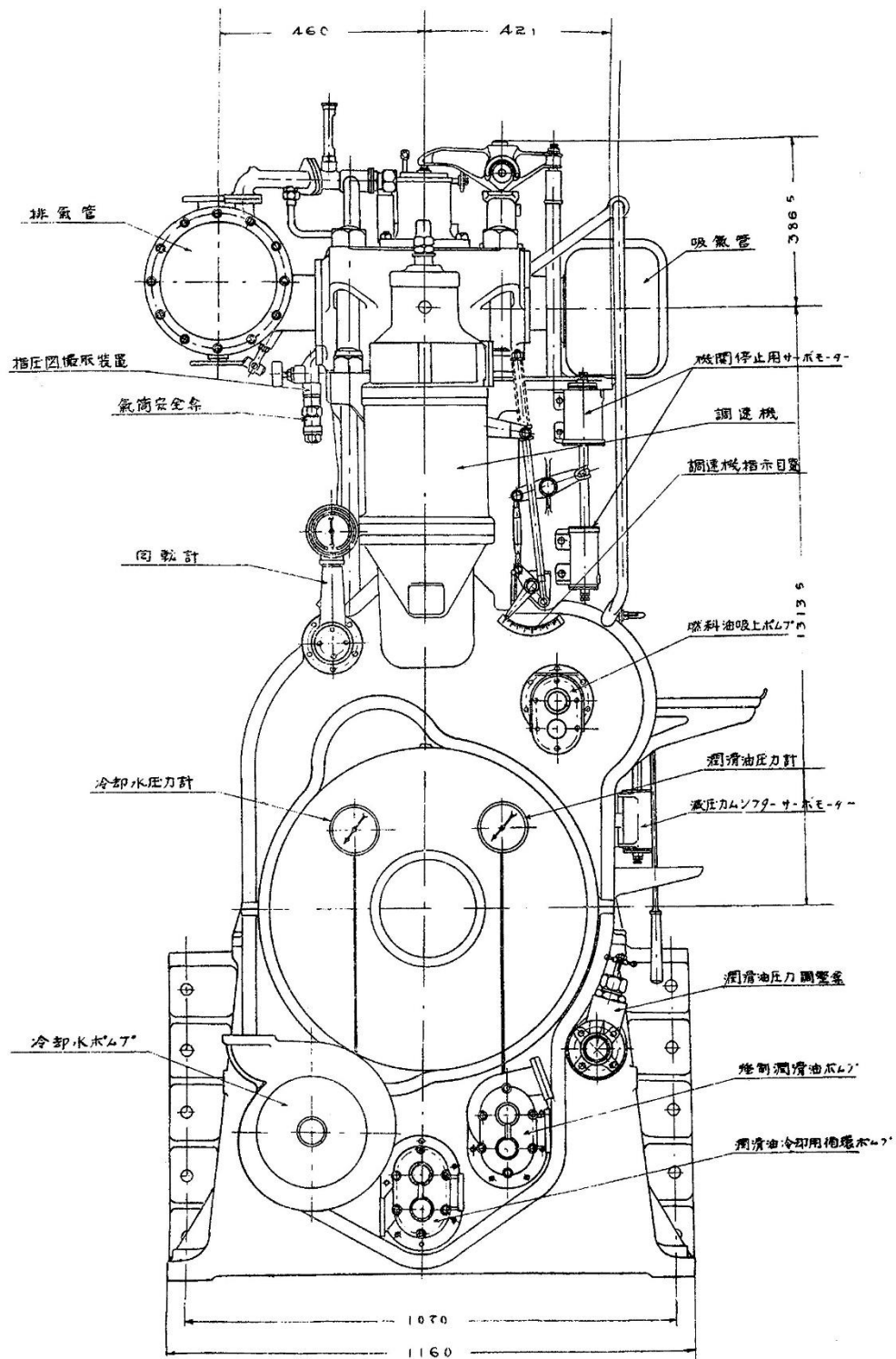
¹⁷⁴ 揺腕上面までの高さ、台板高さについては永井「車輛用機関」412 頁、第 83 圖より、重量は永井「車輛用機関」370 頁次の折込、第 10 表、360 頁、第 49 圖の注記より。島前掲「鐵道車輛用内燃機関」287 頁、第 16 表、西脇仁一他『内燃機関』下巻、日本機械学会、1957 年、475 頁、第 11・25 表にも重量表記あり。因みに、永井はその第 10 表において K8H が 4 弁式であるかのように記しているが、単純な錯誤である。



奉局輸送課「貨物用 重油電気機関車説明書 ジキイ 501 及 502 號」第六圖。

図Ⅲ-2-10 K8H 型機関正面図

第七圖 機 關 側 面 圖



同上、第七圖。

当時、新進のズルツァ鉄道車両用機関は「極力鑄鋼を利用し」、「臺飯と架構とを鑄鋼一體

とし之に鑄鋼製氣筈を取り付け、發電機と共通^{マフ}の熔接臺床に乘せある」構造を採るようになっていたが、仲谷に拠れば、K8H 型機関の台板は鑄鉄製で満鉄の大きな、特に背の高い車両限界を活かして十分な高さが与えられており、共通台床こそ持たなかったものの、發電機台板と剛結の上、ジキイ 500, 501 の車体台枠とボルトオンによって一体化せしめられて高い剛性を發揮していた¹⁷⁵。

このため、貨車の入換において突放を行ってもクランク軸芯に狂いが出ず、クランク軸回りにトラブルは発生しなかった。また、仲谷は本機について「北満州の鉄道建設に非常に役にたった。日本内地とちがって冬の北満の気温が零下 40~50 度ということで蒸気機関車は水の不足と結氷事故のため、ほとんど使用できないときでも、ディーゼル機関車は操業できた」と述べている¹⁷⁶。

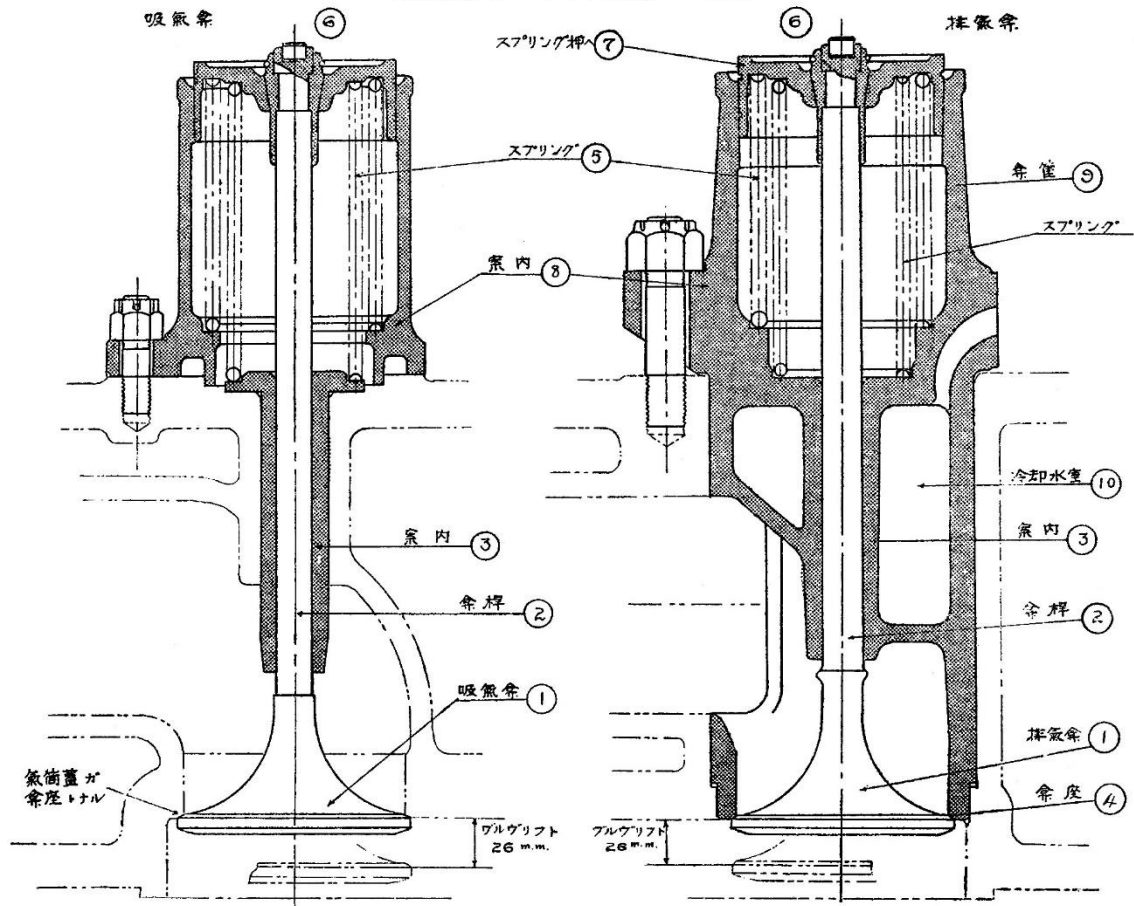
着火順序は 1-3-2-5-8-6-7-4。弁揚程は吸排気共 26mm、弁隙間も共通で 0.7mm であった。弁開閉時期は吸気弁啓開 25° BTDC、同閉塞 20° ABDC、排気弁啓開 48° BBDC、同閉塞 20° ATDC であったから、オーバーラップは 45° 取られていたことになる。排気弁は弁座の摺合せ頻度が高くなるであろう運用実態に留意し、弁かごに装備され、気筒頭を開放せずとも容易に取り外せる構造となっていた。もっとも、吸排気何れの側にも弁座環は使用されていなかった。

図Ⅲ-2-11 K8H 型機関の吸排気弁

¹⁷⁵ ズルツァ機関については永井「車輛用機関」430~431 頁、参照。

¹⁷⁶ 仲谷『ディーゼル機関講義』中巻、524~525 頁、参照。満鉄の車両限界については大塚監修『鉄道車両—研究資料—』17 頁、第 1・10 図、参照。

第八圖 吸排氣弁組立圖



同上、第八圖。

燃料噴射ポンプ(図Ⅲ-2-12)は当時の新潟鐵工所の定番、定行程逃し弁式であったが、列型ポンプではなく各気筒毎に独立したものであり(図Ⅲ-2-15、図Ⅲ-7-9、図Ⅲ-7-10、図Ⅲ-補-6、参照)、噴射時期は 42° BTDC に固定されていた。プランジャ径は不明であるが、ストロークは 14mm であったようである。燃料噴射ノズルは多孔式自動弁で恰も大型機関におけるそれのようにホルダから水冷されており、その開弁圧は 280 kg/cm^2 、ノズル噴孔数は 6 個、噴孔径は 0.4mm、噴射角は 67.5° に設定されていた。

図Ⅲ-2-12 K8H 型機関の燃料噴射ポンプ・燃料弁組立図



同上、第十圖、第九圖。

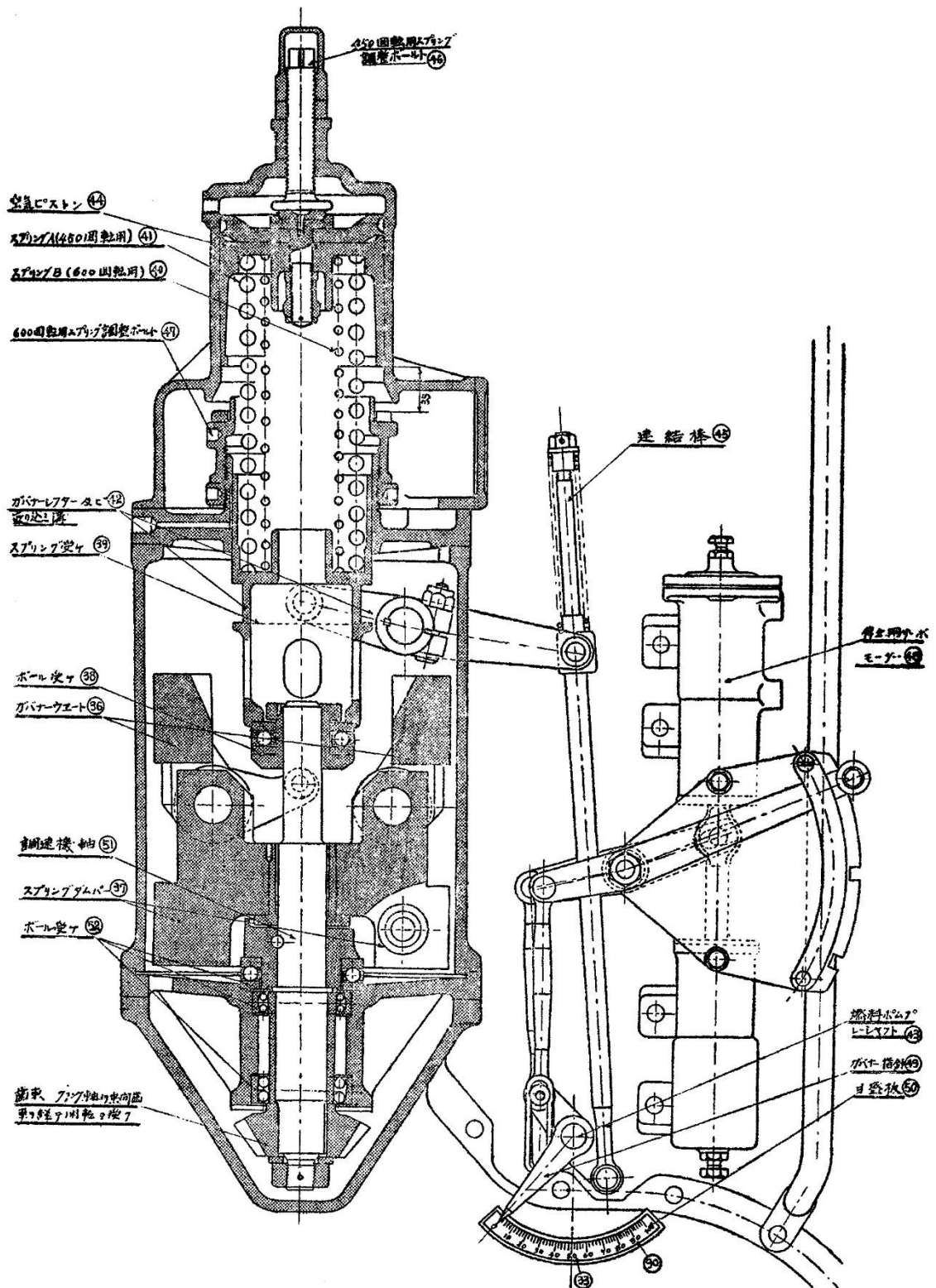
ガバナは機関回転数制御が 600rpm.と 450rpm.との 2 段階であるため、ごく簡単な構造で、600rpm.運転時には空気ピストン(④)の上方に最低 4 kg/cm²の圧縮空気が送られ、ガバ

ナ・スプリングが圧縮されることによって制御が行われた。機関負荷＝発電機出力は界磁電圧を抵抗制御することで設定された。こちらの制御^{ノッチ}段数については直列 1~4、T₁、T₂、並列 1、同 2 の 8 段であったようである¹⁷⁷。

図Ⅲ-2-13 K8H 型機関のガバナ

¹⁷⁷ 戦後の国鉄 DD50 型においては基本的にはこれと同工ながら、空気圧を介した油圧によるガバナ・スプリングの圧縮が 0~19 段(ノッチ)に多段化され、主機回転数はアイドルの 470rpm. から最大 850rpm. まで概ね 20~25rpm. 刻みで細かく制御された。このレンジなら機関発生トルクはほぼフラットに推移したということである。大塚監修『鉄道車両—研究資料—』131~132、143 頁、参照。蛇足ながら、DD50 型の新三菱ズルツァ 8LDA25 型 1250PS 機関は直列 4 気筒機関(250φ×320mm)を並列一体化したような 2 本クランクの誠にケッタイなエンジンであった。

第十一圖 調速機組立圖

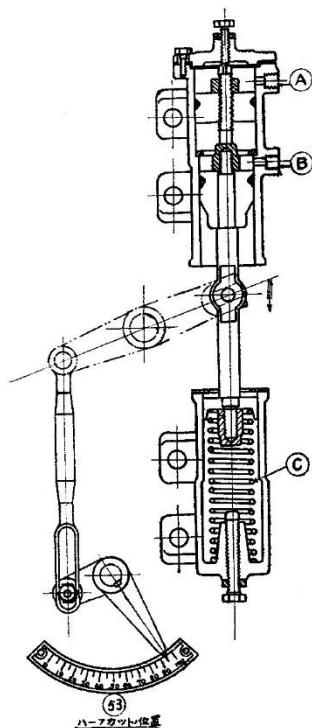


同上、第 11 圖。

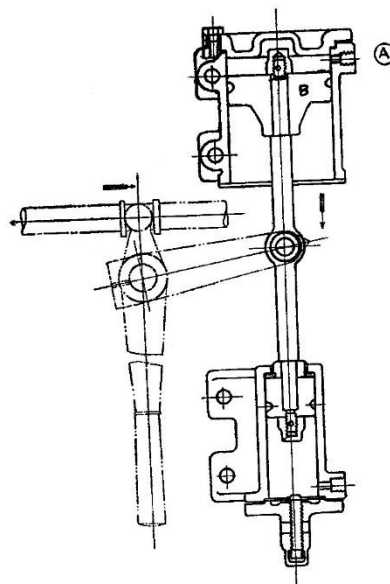
機関の始動に際してはデコンプが、機関の停止に際しては燃料カットが行われたが、それぞれは電磁弁によって作動せしめられる空圧ピストン機構が用いられ、各々、デ・コンプレッション・サーボモーター、燃料全閉ぢサーボモーターと呼称された。デ・コンプレッション・サーボモーターは空圧ピストンを作動させてカム軸をシフトさせ、減圧カムを作用させることで排気弁を部分開放するもの、燃料全閉ぢサーボモーターは噴射ポンプの逃し弁作動に係わるレイ・シャフトを回転させる機構であった。

図Ⅲ-1-14 燃料全閉ぢサーボモーターとデ・コンプレッション・サーボモーター

第十二圖 (左)燃料遮断用サーボモーター



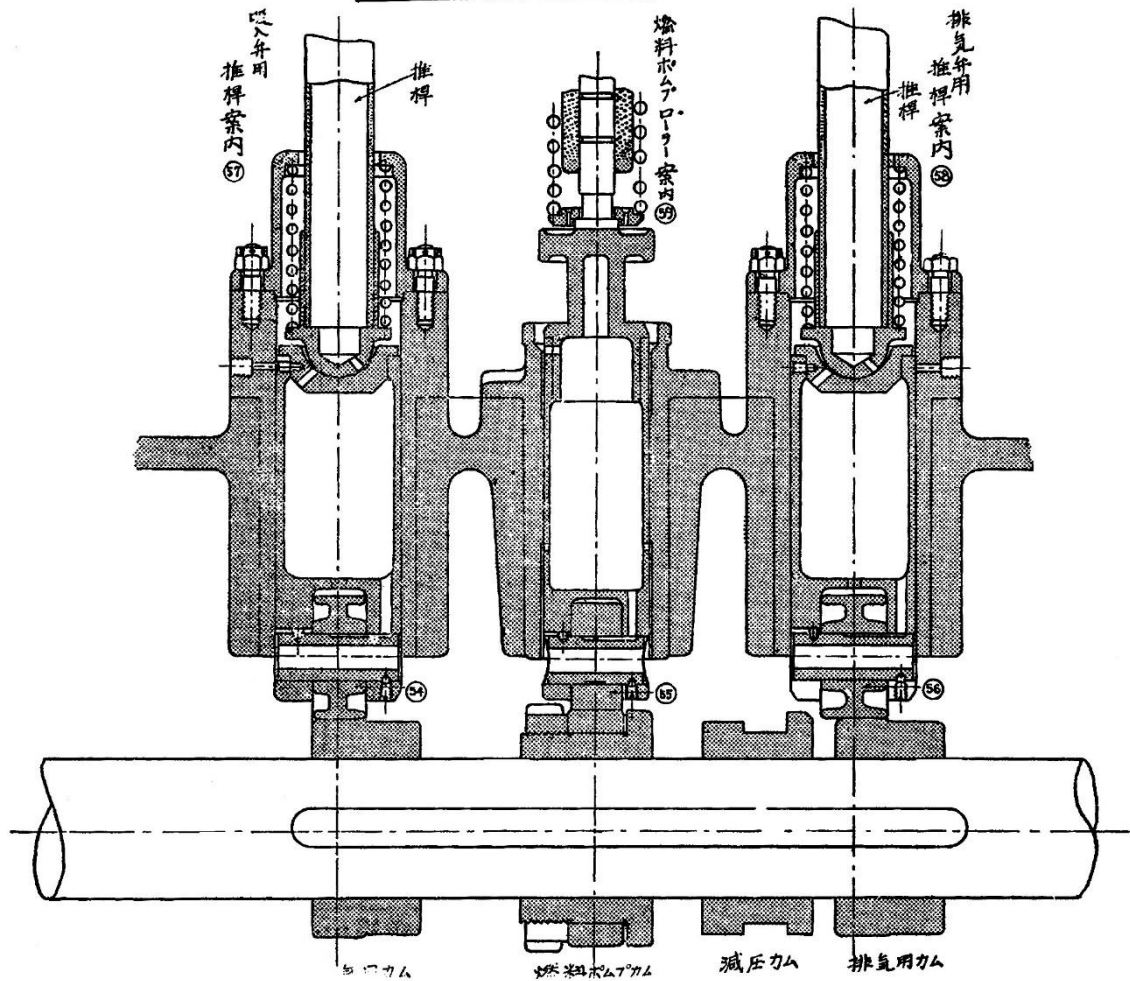
第十二圖 (右)減圧用サーボモーター



同上、第 12 圖。

図Ⅲ-2-15 K8H 型機関第 1 気筒のカム軸とタペット部

第十三圖 推桿機構組立圖



同上、第 13 圖。

図Ⅲ-2-15 に示される通り、第 1 気筒にのみ、その吸排気弁タペットにプランジャ・ポンプ 57、58 が仕込まれており、他の気筒を含めた動弁機構への強制注油を担わされていた。このハイドロリック・ラッシュ・アジャスタの親戚のような一風変わった構造は恐らくズルツァ機関譲りだったのであろう。

始動は運転室内のデコンプ・スイッチを入れて排気弁を半開させた後、始動スイッチを入れれば燃料全閉ち・サーボモーターが作動して燃料噴射ポンプのレイ・シャフトが回転し、燃料供給が半開位置となった瞬間に蓄電池からの通电により主発電機が始動電動機として作用しクランキングが始まる。この時、デコンプ・スイッチを切れば初爆が起り、機関は始動する。発電機発生電圧が所定値に達すれば蓄電池からの回路は遮断されると共に燃料全閉ちサーボモーターへの空気も断たれて燃料ポンプは通常作動状態に入る。

デコンプは寒冷時の始動補助装置として使用されるべき装置であったが、主発電機を強力な起動トルクを発揮する始動電動機として用いる本機関は実際にはデコンプに頼らずと

も容易に始動することが通例であった。機関を停止させる場合には停止スイッチを操作すれば燃料全閉・サーボモーターが作動して燃料噴射ポンプのレイ・シャフトが回転し、噴射ポンプの逃し弁が全開となって無噴射状態となることで目的は達せられた¹⁷⁸。

なお、永井は日本のディーゼル燃料について、海軍主導の船用ディーゼル開発という歴史的背景の下、ボイラ燃料としての粗悪油をこれに充当べしとする悪しき伝統が形成され、国内の高速ディーゼル開発技術者は不当な重荷を背負わされているとぼやいているが、満鉄においてはディーゼル燃料として主に撫順炭鉱の頁岩油が用いられたようである¹⁷⁹。

ピストンの材料としての軽合金については次のようなデータが残されている。新潟鐵工所はこの合金を“レニックス”と称していたようである。

表Ⅲ-2-1 新潟鐵工所の大形ピストン用軽合金規格

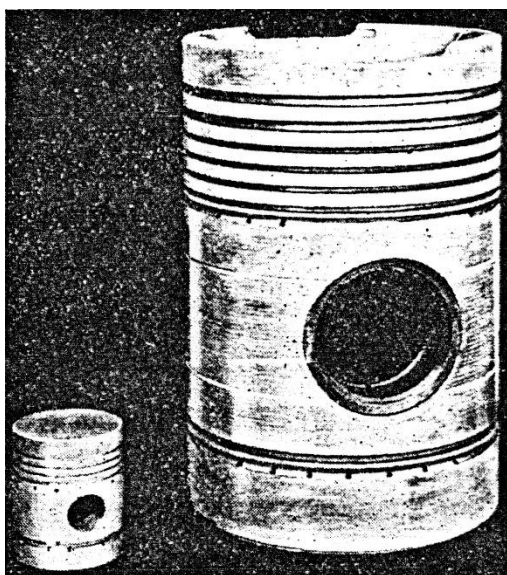
化 学 成 分 %		物 理 的 性 質	
Cu	12~16	抗張力	20~24kg/mm ²
Ni	0.3~1.0	延伸率	0.5~1.5%
Mg	0.3~0.5	ブリネル硬度	115~130
Mn	0.3	比重	3.0~3.1
Si	0.5		
Fe	0.5~0.8		
Sl	残 量		

機械學會『機械工學年鑑 昭和 9 年版』1934 年、63 頁、第 7 表。

図Ⅲ-2-16 新潟 K8H 型機関のピストン(310φ×465mm、約 38kg)と自動車機関用のそれ

¹⁷⁸ 本機の場合、直結発電機が始動電動機として用いられるので圧縮反力を喰らう無噴射停止を行ってもリングギヤの偏摩耗という問題は生じないが、停止時の圧縮反力による振動を回避するという意味ではデコンプ停止ないしインテーク・シャッタに依る停止の方がやはり利口である。この点については拙稿「デコンプとその使用法について—陸軍統制系車両用高速ディーゼルにおける始動・停止補助装置—」（未発表）において詳しく論じられている。

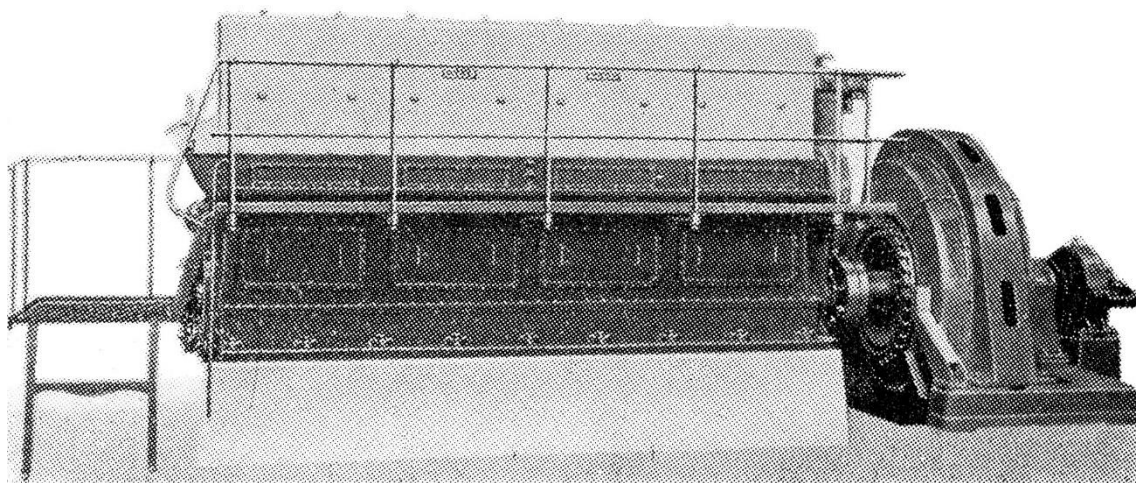
¹⁷⁹ 永井「車輛用機関」384~386 頁、島「鐵道車輛用内燃機関」287 頁、大塚誠之・横堀 進「鐵道車輛」同書、335 頁、参照。



機械學會『機械工學年鑑 昭和 9 年度』64 頁、第 12 圖。

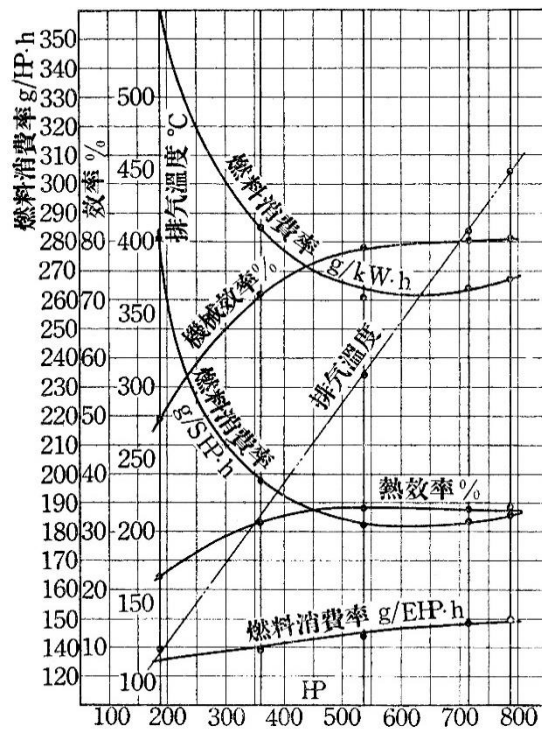
次に、K8H 型機関の応用機種と思しき K8HA 型予備発電機関とその性能曲線を掲げておく。現物は恐らく陸用の非常発電用ユニットとして提供されたモノであろう。

図Ⅲ-2-17 新潟 K8HA 型予備発電機関(8L-310×380mm, 750HP/600rpm., 重量約 14t)



機械學會『機械工學年鑑 昭和 12 年版』96 頁、第 6 圖。

図Ⅲ-2-18 新潟 K8HA 型予備発電機関性能曲線



機械学会『機械工学年鑑 昭和 12 年版』96 頁、第 7 圖。

同じ処に紹介されている新潟 K6BA 型発電機関(6L-160×220mm, 100HP/750rpm., 重量 3.3t)の冷却水出口温度 80℃、排気温度約 360℃における最小燃料消費率 183g/HP·h と比べ、K8HA はサイズが大きい割に摩擦損失も大きかったためか優位性を発揮しておらず、明らかに時代遅れのスペックとなっている。

序でに、図Ⅲ-2-9 に垣間見たクランク・ウェブが高速機関のそれのように頑丈そうに見え、かつ、中空加工まで施されていることについて触れておく。それには直列 8 気筒の長いクランク軸であることや軽量化云々という点以外に 2 つの理由がある。第 1 はその背景に係わる事項、即ち機械設計全般に共有される安全率の問題である。材料自体の強度とある部材に用いられたその材料に許容される応力との比を安全率と称し、19 世紀から 20 世紀にかけて永らく用いられて来た古典的安全率は次表のような値を採った。これはかの歴史的傑物、William Cawthorne Unwin(1838~1933、ロンドン大学教授他、肩書多数)に拠る数字である。設計に際しては寸法効果に配慮しつつ材料固有の強度を安全率で割った低い値に読み替えて強度計算を進めるワケである¹⁸⁰。

¹⁸⁰ 寸法効果については拙稿「20 世紀前半アメリカの鉄道輪軸について」(大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載予定)、参照。

現在では構造解析や実物稼動状態における応力測定等、開発技術の進化により、かようなドンブリ勘定に丸投げされることはない。しかし、渋谷隆太郎が指摘したように、安全率とは「不安全度」(生産技術協会『旧海軍技術資料 第 1 編 (2)』1970 年、64 頁)に他ならず。技術者の心情からすれば「不安率」と表現されても良いようなモノである。

表Ⅲ-2-2 Unwin の古典的安全率

材 料	安 全 率			
	静 荷 重	動 荷 重		変化する荷重 あるいは衝撃
		繰返応力	交番応力	
鑄 鉄	4	6	10	15
鍊鉄 鋼	3	5	8	12
木 材	7	10	15	20
煉瓦 石材	20	30	—	—

生産技術協会『実用工学便覧』山海堂、1951 年、411 頁、より。馬場秋次郎編『機械工学必携』第 7 版、1986 年、三省堂、67 頁、表 2-4 も同じ。

以上の数値は多分に経験・実績に基づく良きドンブリ勘定であるが、この中でも鋼製クランク軸が 12 倍の安全率を計上されるべきモノであることは論を俟たない。実際、クランク軸の中でもピンの平行部で縦に作用する正負の応力などは材料強度の $1/12$ 程度に抑えられている。

それでも、クランク軸は軸と称するには余りにも奇天烈な形状を有しているだけに、クランク・ウェブとクランク・ピンとの、あるいはクランク・ウェブとジャーナルとの付け根＝フィレット部にはその数倍を超える、例えばフィレット内側で 5.35 倍といった応力が作用するに任せざるを得ない。それでも当該部位の応力は材料強度の 44.6%となるから疲労限を十分下回っていることになる。逆の見方をすれば、これらの箇所に作用する応力まで材料強度の $1/12$ に抑えようなどとしていたのでは機械そのものが到底成立し得なくなる¹⁸¹。

この最も厳しい部位の疲労強度は鍛鋼において鍛造の際に粒界の変形によって生成された鍛流線が当該部位において断ち切られているか繋がっているかによって大きく異なってくる。当該のクランク軸は自由鍛造粗形材から“枅抜き”したモノを機械加工して削り出した“為せば成る”式の作品であるに 100%相違なく、後年の RR 鍛造法による粗形材に比して疲労強度は、鋼種により、また寸法効果のためサイズによっても異なるが、2~3 割低くなる¹⁸²。

よって、あらゆることを見通せるようになっていくワケではない以上、やはり高い安全性を求められる部位の設計に際しては弾き出された値に更に幾許かのを上乗せを講ずる一種のドンブリ勘定に頼らざるを得ないのである。

¹⁸¹ この応力の集中度、倍数を形状係数と称し、主軸受は幅を持たない、1 つのスローに生じた変形は主軸受を隔てた隣のスローには及ばない等、単純化された仮定に基づく複雑な計算や実大模型と歪みゲージとを用いた測定実験等によって確定される意味深長な係数である。但し、一旦、弾き出され類似品の設計に援用されてしまえば、これも工学に付きもののドンブリ勘定の一種となる。西原 守・安 文在・福井義典「大形 R.R.鍛造クランク軸の疲労強さ」『内燃機関』Vol.9 No.92 1970 年、参照。

¹⁸² 枅抜きについては拙稿「C53 型蒸気機関車試論[訂正版]—近代技術史における 3 気筒機関車

この分をカバーしていたのが①：ウェブの厚肉設計、②：ピンとジャーナルとの中空構造、③：ピンとジャーナルとをごく僅かオーバーラップさせたプロフィール、の採用による応力集中対処策であった。これが件の頑丈そうに見える設計に係わる第 2 の、そしてより直接的な理由である。このクランク軸の粗形材が RR 鍛造品や型鍛造品であったならこの程度の回転数、出力にしては不釣り合いに見える一連の配慮が為されるには及ばなかったワケである。なお、中空化は熱処理における質量効果をクリヤする方策としても有効であるが、K8H 型機関のクランク軸の材料や熱処理の如何について語ってくれる資料には出会えていない¹⁸³。

3. 満鉄ジテ 1 型とそのエンジン、クランク軸折損事故

1) ジテ 1 型の概要

ジテ(ジテ 1 型)は 1931 年に製造・投入されたジハ 1 型(補論、参照)の良好な使用実績と使用経験の蓄積を承けて 1935 年に製造された。車両称号の由来は「重油手荷物車」にあった。これはその車内後部が手荷物室となっていたからである。機関を車室内前部に搭載していたため車内騒音が酷く、車室後部に乗客など到底、乗せられなかったワケである。

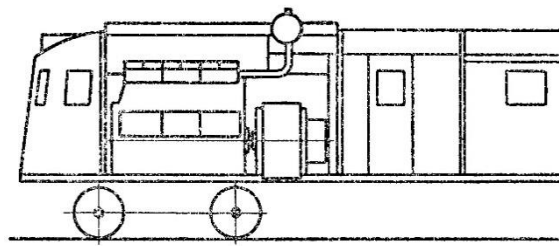
固定編成電気式ディーゼル動車におけるパワー・ユニット装備様式には大別して 3 通りあり、次図(a)の床上方式がこのジテ、(b)の床下方式が鉄道省試作キハ 4300、(c)はゲルリッツ動台車を用いたドイツのフリーゲンダー・ハンプルガーである¹⁸⁴。

図Ⅲ-3-1 固定編成電気式ディーゼル動車における代表的なパワー・ユニット装備様式

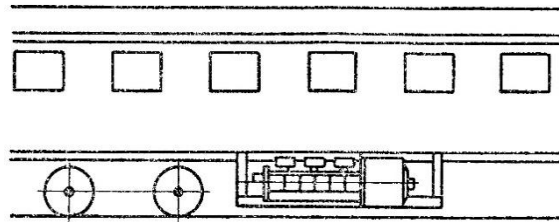
の位置付けと国鉄史観、反国鉄史観——」(大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載)にて紹介しておいた。寸法効果についても拙稿「20 世紀前半アメリカの鉄道輪軸について(1/2)」にて簡単に触れておいた。

¹⁸³ 旧時代のクランク軸設計法については大道寺 達『増訂 ディーゼル機関設計法』工業図書、1964 年、39~76 頁、特に 39~52 頁、鍛造粗形材の新旧と係わる疲労強度については西原他前掲論文、中村 宏・田中真一『機械の疲れ寿命算出法』養賢堂、1972 年、179~186 頁、参照。RR 鍛造そのものや中空化によって応力集中が緩和される点については拙稿「C53 型蒸気機関車試論」においても触れておいた。質量効果についても「20 世紀前半アメリカの鉄道輪軸について」、参照。

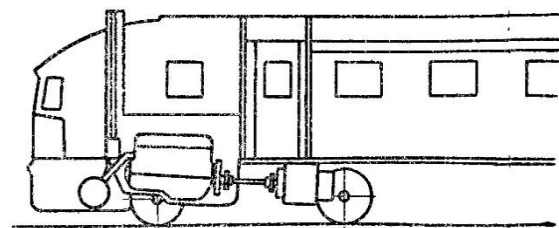
¹⁸⁴ キハ 43000 については拙著『日本のディーゼル自動車』日本経済評論社、1988 年、132~134 頁、フリーゲンダー・ハンプルガーについては『鉄道車輛工業と自動車工業』同、2005 年、26~27、171~172 頁、参照。



(a)



(b)



(c)

機械学会『機械工学便覧』昭和 12 年増補改訂版、岩波書店、1937 年、1431 頁、第 93 図。

軸距 2,440mm の 2 軸ボギー台車×2、台車中心間距離 7,530mm という足回りでヤタラに窓が多いことも相俟ち、ジテの外観は普通の内燃動車ないし電車のようにあったが、その実態は一言では表現し辛く、永井 博などはこれを「客車連結動車」、「客車連結車」、「客車連結用機関車」などと苦し紛れか様々に呼称している。その存在の鶴的^{ねえ}性格は満鉄の「運轉規程」において「試運轉其他の場合に於て重油動車の『ジテ 1』を切離し單行にて運轉せしむる列車」に当初、義務付けられていた車掌の乗務が途中から不要、即ち機関車と同じ扱いに改訂された一件からも窺われるところである¹⁸⁵。

これを敢えて丁寧に表現すれば、ジテは中間部に連接台車を有する 1 ないし 2 両の付随車を挟み、最後部に動台車付き車両を従える格好で大連~奉天（瀋陽）間の列車に投入された一種の 3 ないし 4 両固定編成電気式ディーゼル動車列車における先頭動力車であった。ジテに率いられる 3 ないし 4 両固定編成列車においては必ず編成両端の台車が電動機付き動台車となっており、最後部車両動台車主電動機への電力供給も無論、先頭動力車たるジテの

¹⁸⁵ 永井「車輛用機関」310、319 頁、輸送課 貞弘生「機関士心得登用試験 運轉規程問題解答」奉天鐵道局輸送課『驀進』第 5 巻第 8 号、1940 年 11 月、参照。田邊による「いわば動力自給の電車列車」なる形容は秀逸である。『大陸の鐵輪』181 頁、参照。

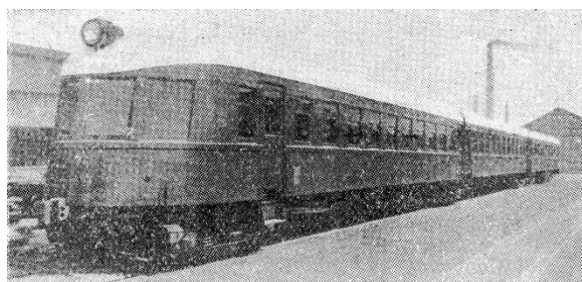
使命であった。

図Ⅲ-3-2 満鉄ジテ 1 型



日本機械學會『機械工學年鑑 昭和 11 年版』1936 年、70 頁、第 51 圖。

図Ⅲ-3-3 ジテの率いる編成

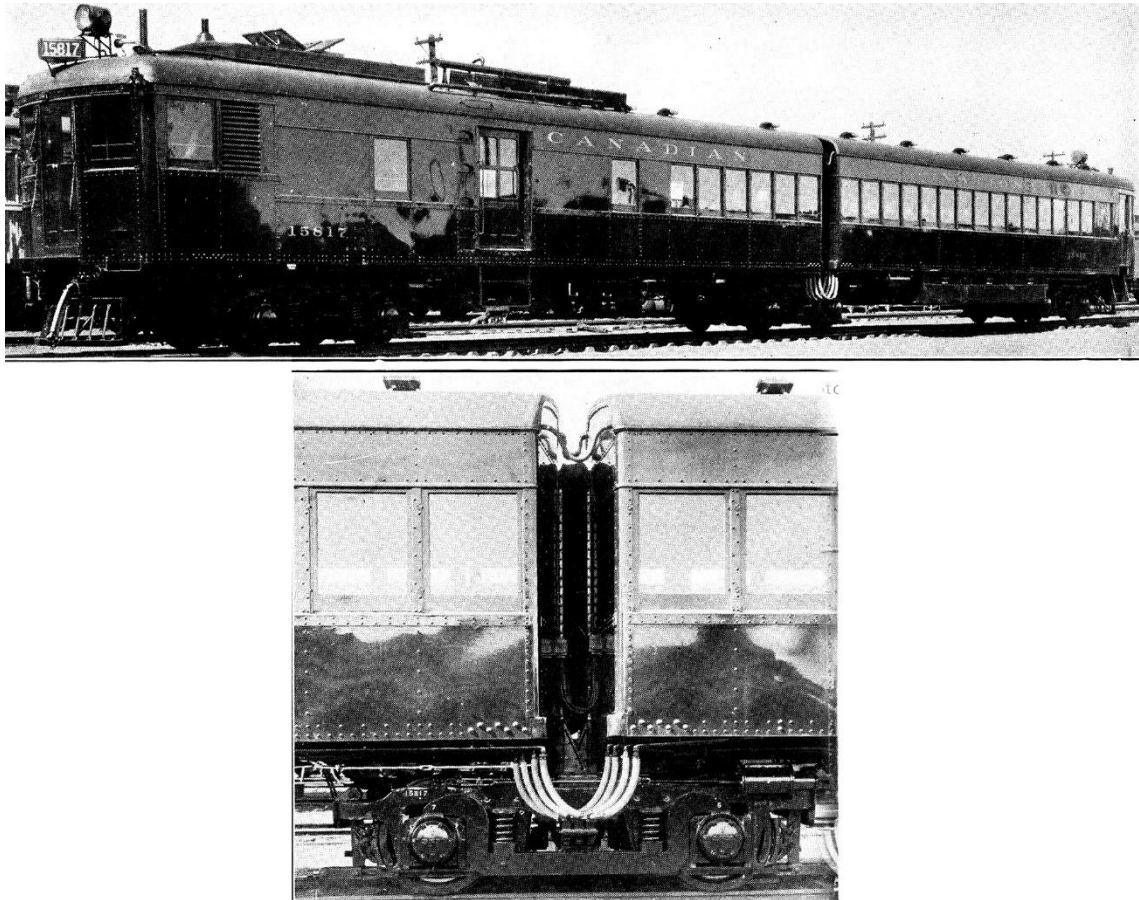


上：永井「車輛用機關」311 頁、第 13 圖。

下：『機械工學年鑑 昭和 11 年版』109 頁、第 13 圖。

ディーゼル制御動力車と制御付随車との連接台車による固定編成化についてはカナダ国鉄にも先例があり、満鉄はこちらをも十分意識してジハからの発展的展開を企画したらしい。また、編成の両端をジテとする強力編成案は *Friegender Hamburger* からの借用であろう。

図Ⅲ-3-4 カナダ国鉄の固定編成ディーゼル動車



Car Builders' Cyclopedia of American Practice. 13th. ed. 1931, p.569 Figs.1227, 1229.

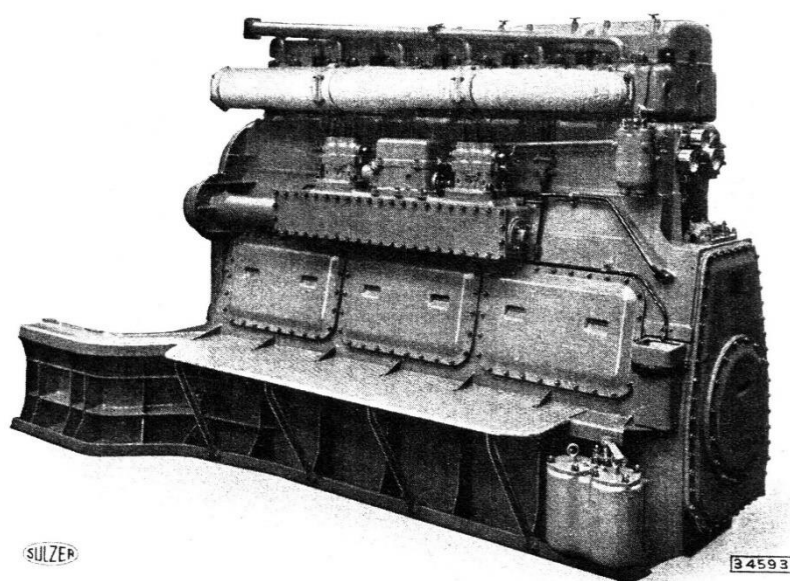
ジテは6編成建造されたが、機関としてはズルツァ製が4基、新潟鐵工所製が2基用いられ、電気部品は芝浦製作所と日立製作所製、車体は日本車輛製であった。この変則的な固定編成動車は最高時速125km/hを記録し、100km/h程度の実用速力を発揮したが、軽量でパシ+牽引の“あじあ”より高加速度であり、かつ、蒸気機関車のように線路を傷めなかった。その反面、「製作費の高値な點が缺點とされた」¹⁸⁶。

ジテに4基、用いられたSulzer機関は6LV25型で、6L-250×310mm(91.3 ϕ)、連続定格出力460HP/830rpm.、1時間定格出力500HP/900rpm.。全負荷最小燃料消費率は連続定格時において171g/BHP-h、1時間定格時において175g/BHP-h。全気筒一体架構と発電機座を兼ねる深い台板は鋳鋼部材と鋼板との溶接組立品で気筒はライナ入り。気筒頭は各筒独

¹⁸⁶ 速度記録については『機械工學年鑑 昭和11年版』109頁、より。引用は大塚誠之・横堀進「鐵道車輛」『日本機械工業五十年』335頁、より。もっとも、彼らはこの文章で源流に位置する満鉄7000型については一片の言及さえ為していない。横堀『鐵道車両工学』98-99頁、大塚監修『鐵道車両-研究資料-』100頁の記述は何れも視野を国鉄のみに狭窄させた改悪バージョンとなっている。

立式で噴射ノズルは中央に配置されていた。ズルツァの説明文を素直に読めば燃焼方式は直噴式、弁配置は 4 弁式であったように受け取られるが、何れについても明記されているワケではない。永井はその燃焼方式を予燃焼室式としているが、多分に怪しいところである。ピストンは軽合金鍛造品。図Ⅲ-3-5 の側面には調速機の前後に 3 気筒分の噴射ポンプが見えている。全体設計に当ってはメジャー・オーバーホールが車載状態で行われ得るような配慮が為されていた。総重量は 4.5t であった¹⁸⁷。

図Ⅲ-3-5 ズルツァ 6LV25 型機関

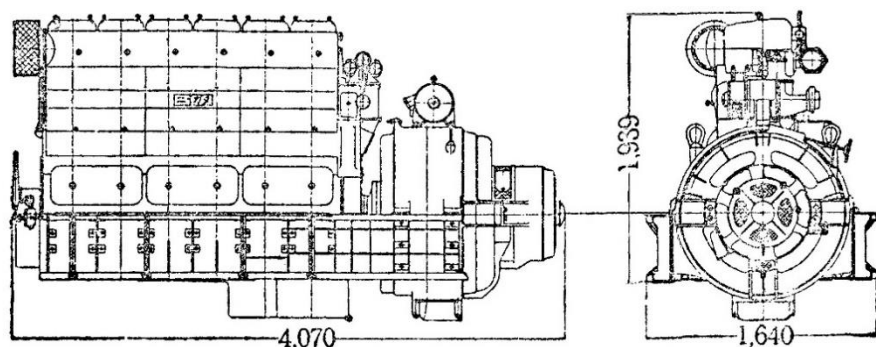


Sulzer Technical Review. 1935, No.4, p.17, Fig.22.

ジテに 2 基、採用された新潟鐵工所 K6D 型機関はこれと同寸、同一出力、但し、その 5 分間過負荷出力は 550HP と表示されていた。燃焼方式は空気室付き直噴、圧縮比は 14 、全負荷最小燃料消費率は 200g/HP-h であった。その計画圧縮圧力はズルツァ機関の 37 kg/cm² より大幅に高い 44kg/cm²、計画最高燃焼圧 P_{max} は逆にお手本の 73 kg/cm² より大幅に低い 50 kg/cm² に設定されていた。

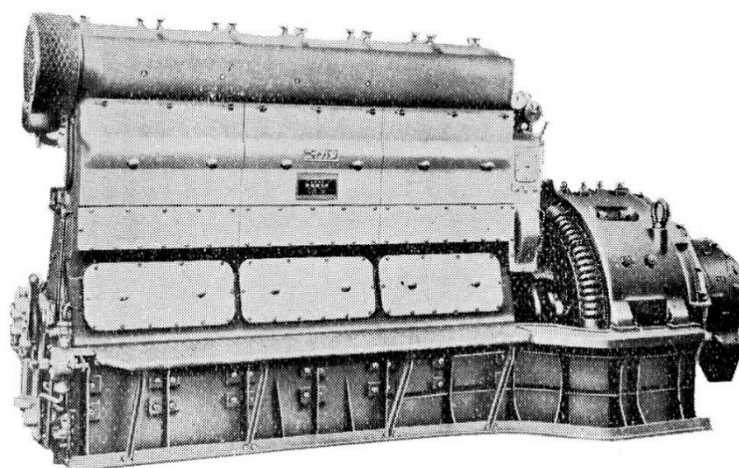
図Ⅲ-3-6 ジテの新潟 K6D 型 500HP 機関 2 面図

¹⁸⁷ cf., Sulzer Engines for the Diesel-Electric Rail Cars of the South Manchuria Railway Co., Dairen. *Sulzer Technical Review*, 1935, No.4. 永井「車輛用機関」429 頁。朝倉『鐵道車輛』下巻、154 頁には最大出力 550HP、重量 4200kg とある。なお、島 秀雄が本機関のボアを 200mm としているのは誤り。『日本機械工業五十年』284 頁、参照。



永井「車輛用機関」409 頁、第 79 圖。

図Ⅲ-3-7 新潟 K6D 型機関



同上書、70 頁、第 52 圖。

良好な燃焼を得る算段と観え、噴射圧はズルツァ機関の 250 kg/cm^2 を遥かに上回る 320 kg/cm^2 に設定されていた。但し、永井に拠れば、これらはあくまでも当初の計画値であって、実現されていたのはこの値とは「全然違ったもの」であった¹⁸⁸。

仲谷新治の著書にその辺りの消息を尋ねれば、ズルツァ機関の P_{max} は 75 kg/cm^2 、燃焼音はカンカンカンとけたたましく耳が痛くなる状況であったとある。この噴射圧や P_{max} からすれば、やはりズルツァ機関の燃焼方式は永井の云う予燃焼室式ではなく直噴であったと想われる。これに対して、ニイガタ K6D の P_{max} は $55\sim60 \text{ kg/cm}^2$ と低かった。「排気色はニイガタ製は極うす褐色、ズルツァー製は無色」とあり、この辺りにニイガタ“空気室付き直噴方式”の意義と限界があったと見える¹⁸⁹。

ニイガタ流“空気室付き直噴方式”については改めて触れるとして、ズルツァ機関が台板、

¹⁸⁸ 永井「車輛用機関」409 頁。当時における新潟鐵工所の燃料噴射系に係わる実力の一端については拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』第 1 章、補論で触れておいた。

¹⁸⁹ 仲谷『ディーゼル機関講義』中巻、527、529 頁、参照。

架構共に鋳鋼部材・鋼板溶接組立品であったのに対して、K6Dの基本構造は電気溶接が一般に普及していなかった当時の日本を代表するかのように鋳鋼・鋳鉄・鋼板溶接部品の混成品であったが、仲谷に拠れば「鋼板をビョウで打つ状態だった」とのことである。5tという重量はブルツァ機関より野暮ったいかなような基本構成の帰結であった¹⁹⁰。

永井に拠れば、鉄道車両用内燃機関は運用中、陸船用機関のように全負荷に近い状況に追込まれることは少なく、最大負荷率も75%までであることが多い上、停車中のアイドル運転時間の割合も高い。このため、陸船用機関より圧縮比を高く設定し、低出力時の燃焼を良好化させるような設計が為されていた。その結果は次表に総括されている。

表Ⅲ-3-1 鉄道車両用ディーゼル機関の種類とその圧縮比

機関の種類	圧縮比
4 サイクル式 予燃焼室	16~18
4 サイクル式 気蓄室(空気室)式	15~17.5
4 サイクル式 直接噴射式	12~16
4 サイクル式 空気室付直接噴射式	14~16
2 サイクル 式直接噴射式	15~17

永井「車輛用機関」376 頁、第 12 表。

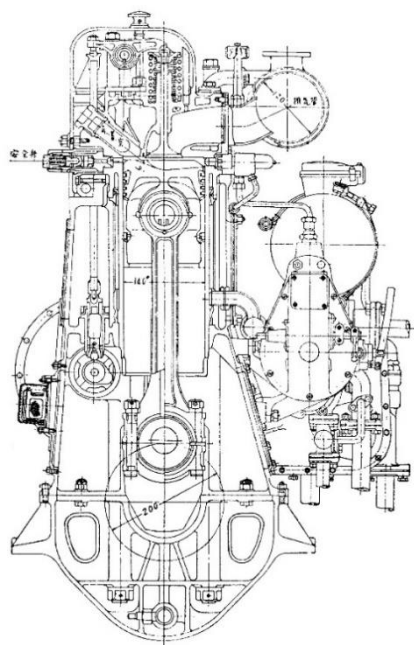
問題の“空気室付き直噴”という燃焼室様式の典型としては MAN の空気室式があった。永井はこれを MWM のような真正・空気室と区別してかように呼んでいたのである。もっとも、新潟の空気室付き直噴燃焼室は実のところ、MAN の空気室式とは似ても似つかないようなシロモノであったと見られる。

残念ながら、K6D の蓄気室＝空気室そのものに係わる画像情報は見出せていないが、それは恐らく浅皿開放燃焼室の脇に空気室を取って付けたような形式であったと想われる。新潟鐵工所における奇妙な空気室付き直噴燃焼室とその戦時から戦後へと継承された伝統については別に論じておいたから、ここでは K6D の後裔、後に海軍 51 号内燃機関となった MH6S、MH10S 型(6 ないし 10L-140×200mm、182 ないし 305PS/1500rpm.)と戦後の海上保安庁巡視艇主機、新潟 MSA16H 型(6-140×200、167PS/1450rpm.)の横断面図のみを掲げ、敢えて詳しくは立ち入らぬこととする¹⁹¹。

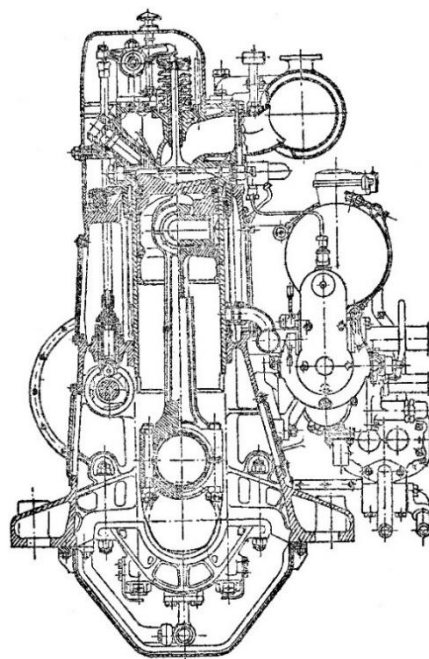
図Ⅲ-3-8 新潟の空気室付き直噴機関 2 態

¹⁹⁰ 仲谷「草分けの頃(3)」『内燃機関』Vol.4 No.36 1965 年、参照。朝倉前掲書 154 頁には重量 5880kg と記載されている。

¹⁹¹ 前掲拙著「補論」及び 127~128 頁、本稿第 I 部「艦本式ディーゼル機関について」第 2 節、拙稿「空気室式高速ディーゼルの盛衰と日立自動車用機関」(大阪市立大学学術機関リポジトリ登載)の第 4 節、をご参照頂きたい。



MH6S、MH10S 型



MSA16H 型

日本造船学会編『昭和造船史』第1巻、原書房、1977年、678頁、第15図。

中谷勝紀『船用ディーゼル機関の解説』天然社、1953年、97頁、第120図。

永井は K6D について「吸排気弁は 2 個宛使用して居る」と述べている。しかも、彼は鉄道車両用ズルツァ機関について「廻轉數を比較的小として居るから、すべて吸排気弁は 1 個宛である」としている。そのズルツァ機関を真似るよう満鉄から指示された新潟は納期の都合上、これをフルコピーすることは出来ず、お手本を幾分簡略化した設計を為さざるを得なかったと伝えられている¹⁹²。

その新潟が敢えてヤヤコシイ 4 弁式を採用入れたことについては永井の言に反して“お手本がそうであったから”と考える以外に合理的動機を見出し得ない。K8H についての永井の記載が誤っていたことについては先刻、図を以て確認されたばかりであるが、後述する兄弟機関 K8C に係わるこの御仁の明確な記述とも相俟って、筆者としては K6D の弁配置に係わる永井の言を確実な根拠も無しに否定し去ることは出来ない。図Ⅲ-3-6 に見た K6D の外観や図Ⅲ-4-4(K8C)に見るロッカー・カバーはその中に複雑な 4 弁駆動機構を収容するのに十分なボリュームを有していたことにも思いを致したいところである¹⁹³。

なお、仲谷に拠れば、ズルツァ機関のクランク軸は釣合錘無し、ニイガタ K6D のそれはヨリ凝った釣合錘付きであった。クランク軸な内部モーメントを抑え、主軸受負荷を低減さ

¹⁹² 永井「車輛用機関」370 頁次の折込第 9 表および 409、428 頁、参照。模倣の指示や納期云々については仲谷新治『ディーゼル機関講義』中巻、526 頁、参照。

¹⁹³ 戦時期の国産中速ディーゼル機関における 4 弁駆動機構の一端については第 I 部「艦本式ディーゼル機関について」及び後出、三菱神戸機関の例をご参照されたい。

せるには部分釣合が図られるべきである。恐らく K6D のそれは前掲 K8H のような状況であつたのであろう。無論、理想は各スローのウェブ 2 つに釣合錘を取付けることである¹⁹⁴。

本機の開発過程においては発電機の軸径を太くして行ってもクランク軸との間の振り振動が回避出来ぬ事態が経験された。この問題は蒸気タービン発電ユニットで斯界に知られた Brown Boveri(BBC:スイス)の製品に「等値軸長を短くする爲」内部を徳利状の中空部とした極太の鋳鋼製主軸が用いられていたことに倣い、同様の主軸を日立製作所に依頼してその調達に成功し、隘路は打開された(後掲図Ⅲ-4-4、参照)¹⁹⁵。

2) クランクシャフト・デフレクションとクランク折損事故

i) クランクシャフト・デフレクションとは

動力技術サブシステムを構成するメンバーたちの中でも熱機関と呼ばれるエネルギー変換装置は須らく熱と力とを扱うものである。熱エネルギーを力学的エネルギーに変換するのがその本務であることからすれば、これは至極当然のハナシである。しかし、その遂行のため、エネルギー変換装置には相応の構造技術的裏付けが不可欠となる。

内燃機関はその直系の先祖たる蒸気機関に比べ、概して高い初期精度を以て製造された部品の集合体であり、各部品はその誕生時の幾何学的形状や物理的性質を然るべき許容限度まで劣化させつつ実働せねばならない。そして、内燃機関の各部品は初期精度ばかりではなくその使用限度に関しても蒸気機関部品より多分にデリケートである。結果的に、内燃機関におけるほど高いレベルで熱と力と精度とを鼎立させる機械というものは稀有の存在となっている。

これを構成する各部品は直接に、あるいは間接的に、即ち隙間と潤滑材その他を介して他の部品と関係し合っており、相互の形状、サイズ、位置関係、表面性状、隙間、潤滑といった制約条件の中で機能している。その結果、各部品は、日常的表現を借りるなら、自分に全く非が無くとも周囲の状況から損害を被るといった場面に多々、逢着させられることとなる。

重要部品の一つであるクランク軸を例に採れば、それはそれ自身に係わる振り振動の問題とは別に、軸受メタルとの関係、メタルを保持し主軸受を構成するクランク室主軸受部やベッドないし軸受冠との関係、潤滑状況、気筒軸とクランク・センターとの芯出しならびに直角出しの適不適といった問題を抱えている。更に、クランク軸においては運転中、クランク・センターの真直度が正しく確保されるか否かというより重大な問題がその健全な働きを制約する条件となっている。それらは工作精度に帰せられ得る場合もあるが、中形以上の機関においてはむしろ工作精度と組立・据付精度に依存する問題となる。

その内燃機関、とりわけ躯体サイズの相対的に大きなディーゼル機関に通有の悩みの一つとして挙げられるのが冒頭に述べたクランクシャフト・デフレクション……その真直度

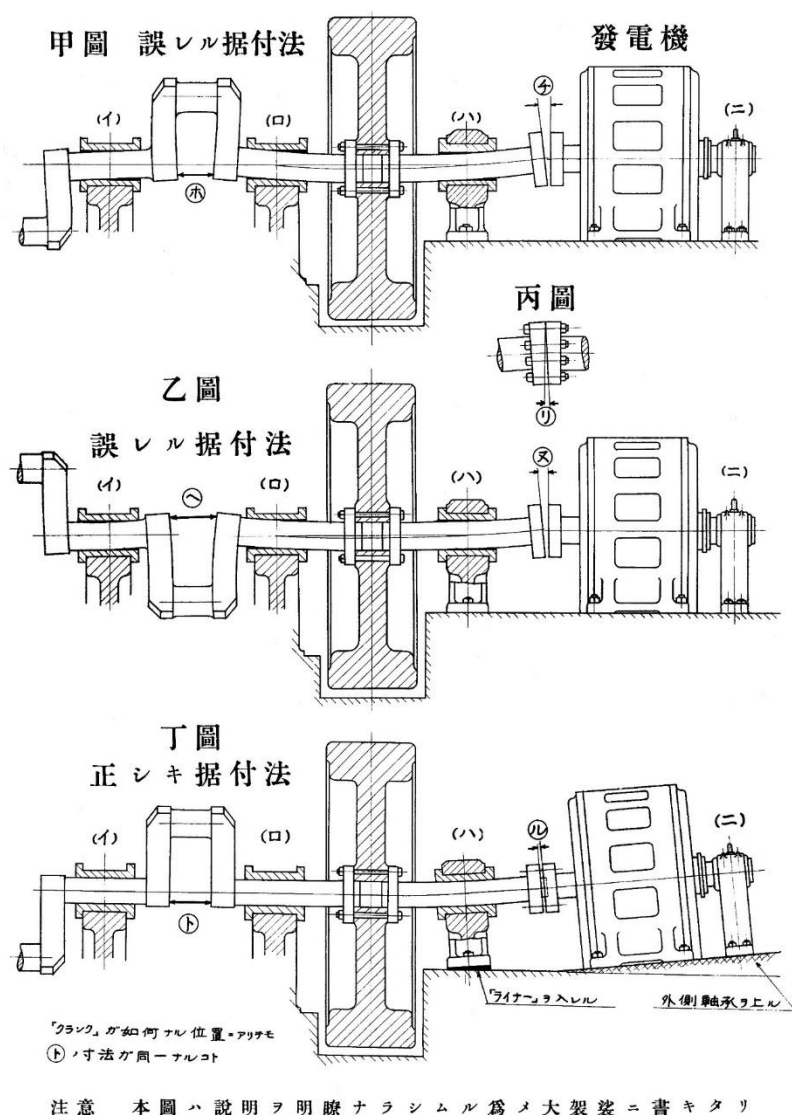
¹⁹⁴ 仲谷『ディーゼル機関講義』中巻、527 頁、参照。

¹⁹⁵ 引用は『機械工学便覧』昭和 12 年増補改訂版、1430 頁、より。

が確保されず、不断に負荷される回転曲げの累積結果として主軸受損傷やそれ自身の疲労破壊を惹起する現象である。先に見た通り、主軸受損傷に悩み、潜水艦にも載り遅れた三菱重工業神戸造船所の海軍 25 号 2 型内火機械が戦後、捕鯨母船主機への転用に成功した挿話の背後に台板強化があったという事実は教訓的である¹⁹⁶。

さて、島 秀雄は先に注記された箇所でジテについて、ズルツァ、新潟何れの機関搭載車についても「成績は良好であつたと云われていた」と述べている。しかし、これは事実を隠蔽した叙述であって、新潟 K6D 型機関はクランクシャフト・デフレクションに起因するクランク折損事故を起こしている。このクランクシャフト・デフレクションについて論ずるに当たっては如上の説明に加え、その視覚的説明を掲げるのが有効であろう。

図Ⅲ-3-9 クランクシャフト・デフレクション(甲乙)



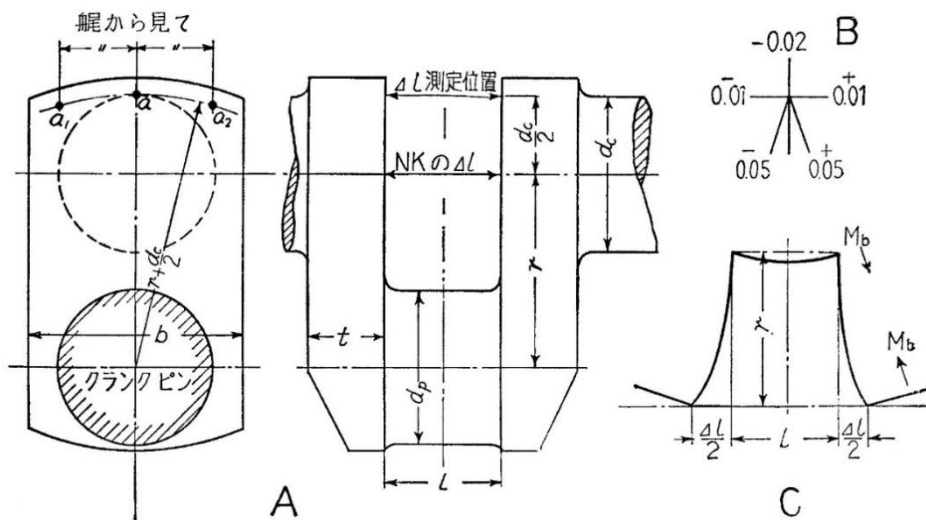
¹⁹⁶ 第 I 部「艦本式ディーゼル機関について」、参照。

新潟鐵工所『四サイクル・エアーレス式 ニイガタ・ディーゼル機関取扱法』改訂第五版、1935 年、51~52 頁、折込第二十五圖。

「丁圖」は曾田範宗・熊谷清一郎監修『内燃機関ハンドブック』養賢堂、1964 年、361 頁に第 4・74 図として再利用されている。

甲、乙圖は軸受イ~ニの軸芯を一致させておいたところに弾み車の荷重が作用し、クランクシャフト・デフレクションを惹起させてしまった悪しき据付法の例である。丁圖は弾み車を持ち上げ気味にするため、軸受ハ、ニを持ち上げ、クランクシャフト・デフレクションの発生を抑える正しい据付法である。次図はデフレクションの測定法(位置)である。

図Ⅲ-3-10 デフレクション Δl の測定位置



仲谷『ディーゼル機関講義』中巻、531 頁、10・22 図。

NK は日本海事協会。

当然、かような変形はクランク軸を有するレシプロである限り、蒸気機関においても経験された現象である。とりわけ、3~4 気筒蒸気機関車のクランク車軸などは常にデフレクションを生じながら回転曲げ試験に供されているようなものであった¹⁹⁷。

大きな重量を負担せず、重量の大きな弾み車も持たない船用蒸気機関においてさえ、据付・組立不良や軸受(ホワイトメタル)摩耗に起因する軸芯の垂直ないし水平方向の狂いはクランク軸の疲労、折損を惹起する要因であっただけに、クランクシャフト・デフレクションはその使用状況に応じて随時ないし定期的にチェックされるべき重要な項目となっていた¹⁹⁸。

¹⁹⁷ 拙稿「C53 型蒸気機関車試論」参照。

¹⁹⁸ 生産技術協会『艦船艤装及修理標準(蒸気機関)』1953 年、31 頁、参照(但し、許容差については言及無し)。村田俊夫『船舶機関の艤装』上巻、生産技術協会、1958 年、110 頁には小

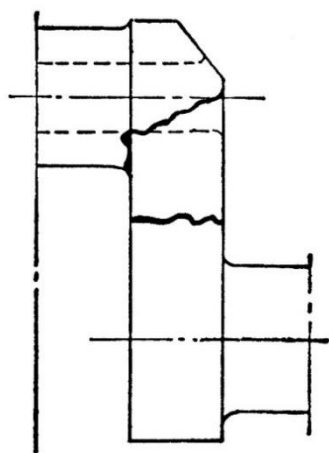
無論、船用ディーゼル機関においてもデフレクションに因る折損事故は発生し得るため、例えば 0.15mm 以内とか、「0.05mm 以下(普通新造の場合 0.005~0.010mm)」といった基準ないし目安が示され、計測の励行が求められていた¹⁹⁹。

その後、日本海事協会規格によって許容値が制定された。そこでは機関行程を S とした場合、工場試運転台において $1/20,000 S$ 、安全に運転し得る限度 $1/10,000 S$ 、修正限度 $2/10,000 S$ と定められている。もっとも、実務に明るい山根幸造は中・高速機関においてはその半分位を基準とすべきであるとも述べている²⁰⁰。

ii) K6D 型機関におけるクランクシャフト・デフレクションとクランク折損事故の概要

新潟 K6D 機関を装備したジテ 2 編成は大連の満鉄の沙河口工場の手で試運転に供された。しかし、1 週間ばかり経過後、1 番機のクランク軸折損が発生した²⁰¹。

図Ⅲ-3-11 K6D 型機関におけるクランク軸折損部位



仲谷前掲書、521 頁、10・16 図、E。

このため、2 番機についてデフレクションを調整し、暫時、走行させた。不具合が発見されなかったため、念のため暖機状態にてデフレクションを再測定してみたところ、デフレク

形船用蒸気機関の場合、クランク軸のみを回転させた時 0.10mm 以下、完成状態で 0.15mm 以下とある。

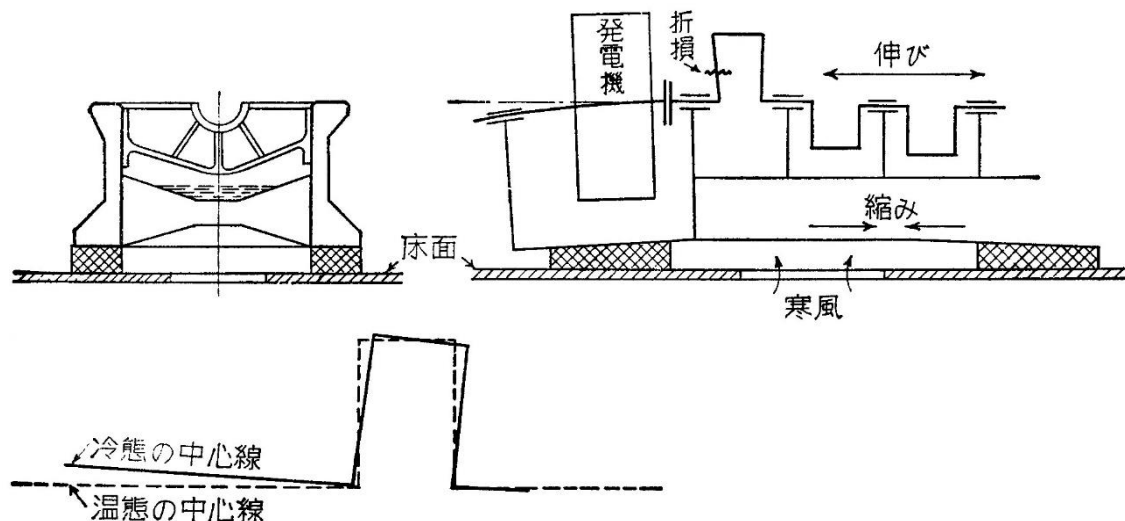
¹⁹⁹ 葛西松四郎『詳説 船用蒸気機関』海文堂、1952 年、93~96 頁(クランク軸折損事故の内訳を含む当該の記述はディーゼルに係わるモノ)、村田前掲『船舶機関の艤装』上巻、173、174 頁、参照。

²⁰⁰ 機関百科事典編集委員会『機関百科事典』海文堂、1972 年、142 頁、山根『ディーゼル機関の実際』改訂版、海文堂、1959 年、28~29 頁参照。クランク軸の実測値例については近藤信次『ディーゼル船の損傷と対策』成山堂、1997 年、84、86 頁、直接的な事故例については星野次郎『機関損傷解析と安全対策』成山堂、1999 年、276~278 頁、参照。

²⁰¹ 以下については仲谷前掲書、525~529 頁、参照。

ションが運転前(冷態)とは大幅に狂っており、上死点においてクランク・ウェブの間隔が著しく短縮していることが発覚した。ズルツァ機関において同様の測定を試みたところ、運転前後、即ち冷態と温態とで変化は観察されなかった²⁰²。

図Ⅲ-3-12 ジテ K6D 機関におけるクランクシャフト・デフレクション



仲谷前掲書、525 頁、10・19 図。

検討の結果、K6D 型機関におけるデフレクションの原因は機関の躯体が運転時の熱膨張・温度差によりバイメタルのように変形することにあると判明した。つまり、台床の上部、即ち台板・オイルパン部分は長手方向に大きく伸び、下部は冷気に曝されて逆に収縮していたワケである。その対策にはエンジンの根本的な設変が要請された。しかし、それは到底、迅速には実行不可能な課題であった²⁰³。

仲谷に拠れば、この時、「本庄技師」(不詳)から“冷態時に発電機を釣り上げてクランク軸を中低にしておき、熱膨張と共に軸芯が真直になるよう調製してみては?”との提案がなされ、早速実験してみたところ非常に巧く行った。半年位、様子を見た後、そのまま 2 機とも敗戦まで 10 年ばかり大過無く稼働したとのことである。もっとも、燃料事情からして一体、

²⁰² 仲谷は「草分けの頃(3)」にて「1 週間でクランク軸心が曲がってしまう」と述べているが、熱膨張の繰返しがかかる累積効果を発揮するとは考えられない。

²⁰³ 中形以上のディーゼル機関においては熱膨張に因り多少のクランクシャフト・デフレクションが起こるのは致し方ないことであり、温態においてクランク軸芯は幾分、中高となる。従って冷態ではこの偏倚を読み込んだ調整が実施されることとなる。船用機関の場合、積載状態においては船体そのものが中高に変形するため、これが機関台板を変形させる。この変形はとりわけ中央に機関室を持つ貨物船の場合、著しい。デフレクションは一般に満船 Hot>満船 Cold>空船 Hot>空船 Cold の順になり、調整はこれらをも読み込んだ上で行われる。日立造船サナキ運転係『After Service Hand Book』1957 年、13-3~13-4 頁、参照。

どの程度実動し得たのかについては疑わしい限りである²⁰⁴。

管見の範囲でジテの動静についてこれ以外に判っている事蹟と言え、その K6D 型機関のピストンリングが満鉄大連鉄道工場にて内製され、少なくとも 1939 年 8 月時点までは大過無く使用され続けていたということである。この点について当時の関係者曰く：

大連鐵道工場製ピストンリングはジテ及びジハ用の大型機關用とウオケシャー機關等の小型機關用のものとあるが、【、】大型機關用のものは既に相當期間使用し何等の問題を生ぜざるが、小型機關用のものは目下の所改善の必要ありと考へるものである²⁰⁵。

付言すれば、満鉄では Waukesha 及び理研ピストンリング製リングのストック払底のため、これら「小型機關用のもの」まで大連工場において内製に踏み切ったようである。内製品の欠点は早期摩耗、偏摩耗、張力不足、品質バラツキにありと指摘されている。「大型機關用のもの」で何故、この欠点が現れていなかったのかについては特に記載されていないが、1 本吹きの際、その湯流れが相対的に良好であったことは容易に想像されるところである。

4. 鉄道省 DD10 型電気式ディーゼル機関車とそのエンジン、クランク軸折損事故

1) DD10 型の概要

DD10 型は 1936 年、満鉄 7000 型の経験をベースに鉄道省で開発された入換、小運転用電気式ディーゼル機関車であるが、実際には研究用の試作品に近い存在であった。

図Ⅲ-4-1 鉄道省の DD10 型電気式ディーゼル機関車



機械學會『機械工學年鑑 昭和 11 年版』1936 年、105 頁、第 1 圖。

²⁰⁴ 仲谷前掲書、527 頁、参照。

²⁰⁵ 大連機關區「揮發油自動車用 鐵道工場製ピストンリングに就て」奉天鐵道局輸送課『驀進』第 4 卷第 5 号、1939 年 8 月、より。

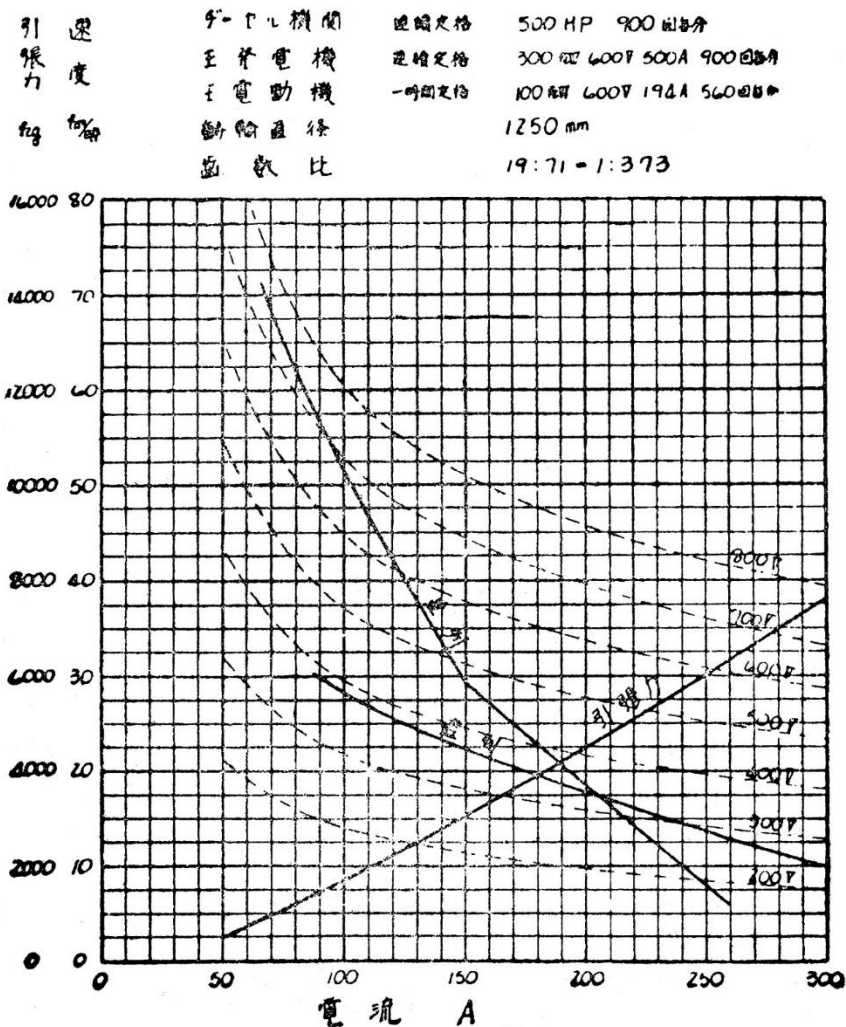
因みに、満鉄においては 1930 年の通学兒童用キハ 1 型を嚆矢としてキハ 1~5 型ガソリン自動車、重油手荷物車ジテ 1 型、軽油自動車ケハ 3、5~7 型まで総計 100 両余りの内燃動車を保有していた。三上鶴一「満洲に於ける最近の内燃動車に就いて」『内燃機關』第 2 卷第 12 号、1938 年 12 月、キハ 1、キハ 2 については秋山正八「内燃機動客車に就いて」『機械學會誌』第 34 卷第 170 号、1931 年 6 月、参照。

朝倉『鐵道車輛』下卷、394 頁、第 310 圖も同じ。

本機は全長 12m、軸配置は満鉄の先例と同じく A₁A-A₁A。因みに、『機械工學年鑑』の図の説明にある動輪径 860mm は誤りで 1250mm、軸重制限のためだけに追加された遊転する「走行輪」の径は 860mm であった。運転整備重量は 71t。軸重についてのデータは見当たらなかったが、動輪上重量は 49.00t とあるから均分すれば動軸重は 12.25t、従って遊輪軸重は 11t となる²⁰⁶。

本機の最高速度は 65km/h、その速度並びに牽引力特性曲線は次図に示されている。

図Ⅲ-4-2 DD10 型電気式ディーゼル機関車の特性曲線



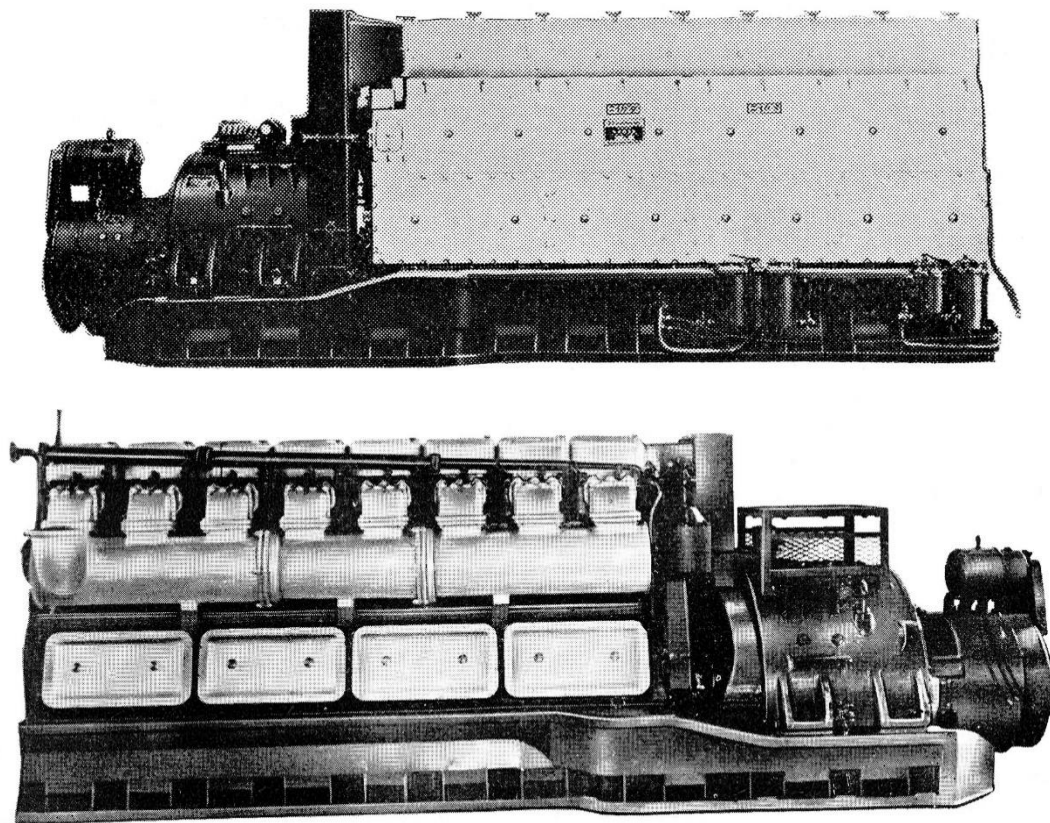
朝倉希一(編)『鐵道車輛』下卷、192 頁、第 154 圖。

19:71 ならギヤ比は 3.73684...で、丸めれば 3.74 となる。

²⁰⁶ 動輪上重量については鐵道運轉會『機關車便覽』通文閣、1943 年、147 頁、参照。

図Ⅲ-4-3 は新潟 K8C 機関の外観である。

図Ⅲ-4-3 DD10 型電気式ディーゼル機関車の新潟 K8C 型 500HP 機関 2 態

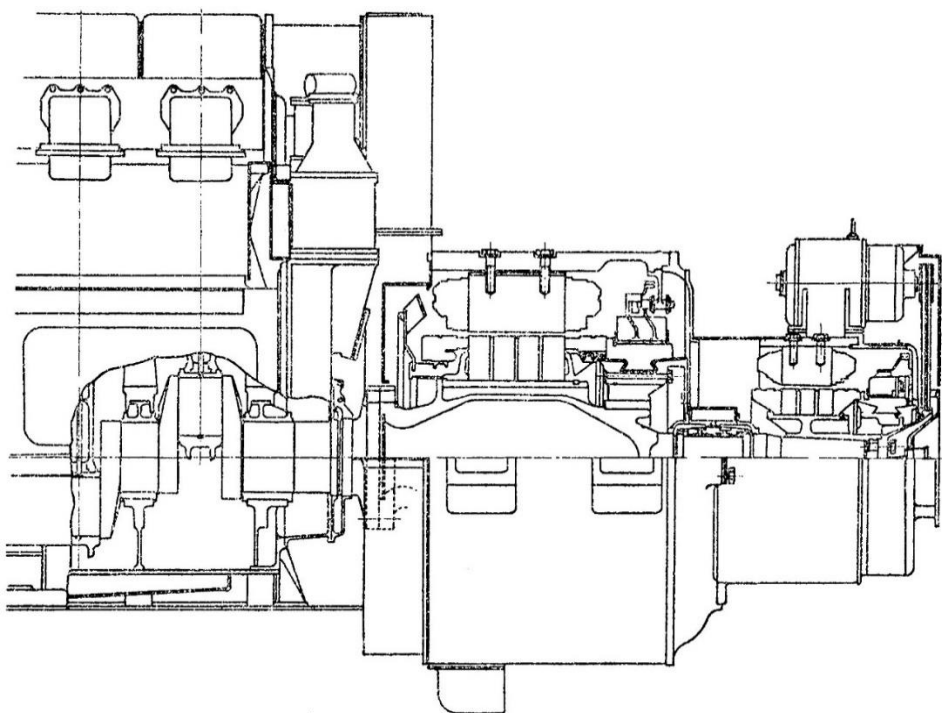


上：『機械工學年鑑 昭和 11 年版』70 頁、第 53 圖。

下：内燃機関編輯部編纂『昭和十七年度版 内燃機関技術大観』山海堂、1941 年、216 頁の後のグラビア。

主機 K8C と主発電機との結合状況は図Ⅲ-4-4 の通りである。

図Ⅲ-4-4 新潟 K8C 機関と主発電機

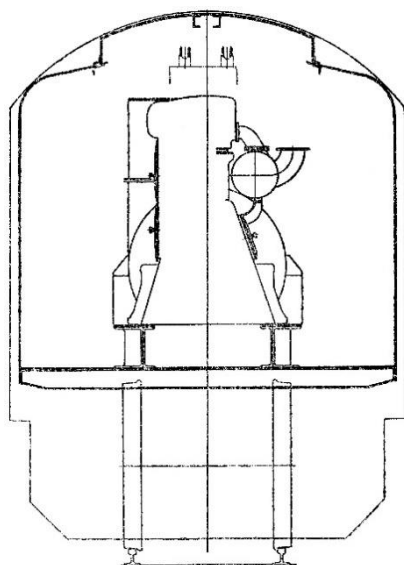


『機械工学便覧』昭和 12 年増補改訂版、1431 頁、第 91 図。

仲谷前掲書、530 頁、10・21 図も同じであるが、やや不鮮明。

図Ⅲ-4-5 には K8C 型機関の DD10 型機関車々体への装備状況が示されている。機関台板の浅さと共通台床の高さ不足が観て取れよう。

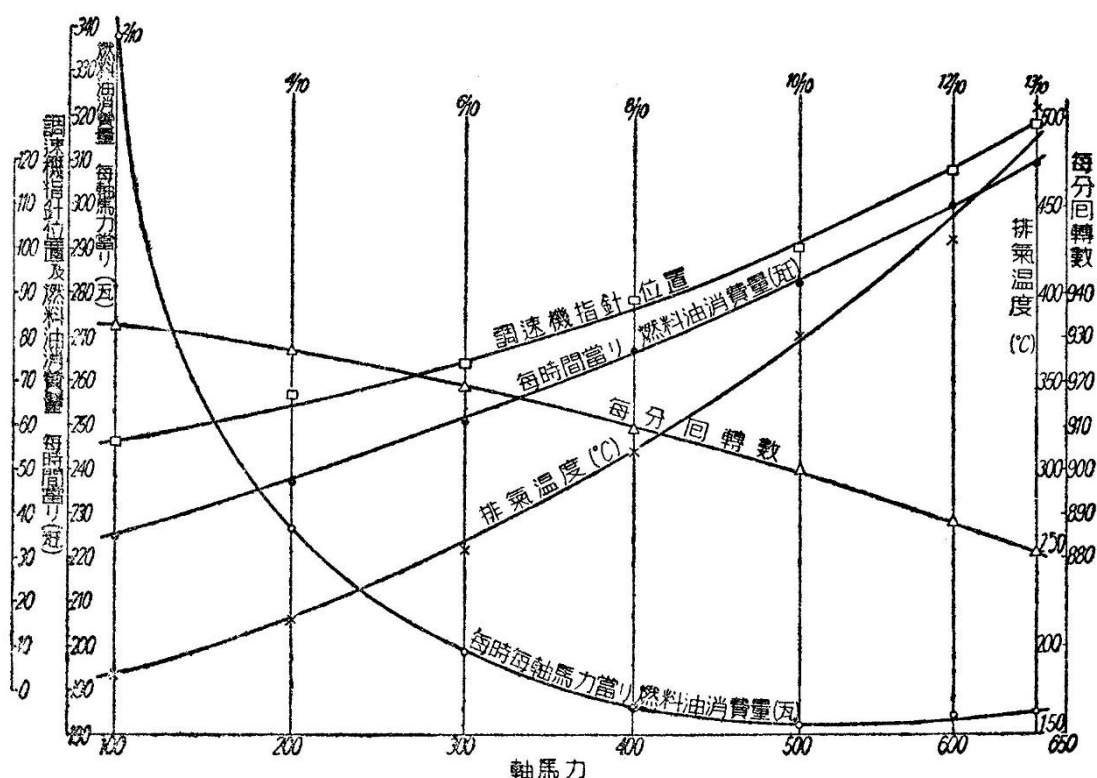
図Ⅲ-4-5 K8C 型機関の DD10 型機関車への装備状況



同上『便覧』、1430 頁、第 90 図。

K8C 型機関に係わる性能曲線としては図Ⅲ-4-6 の如きモノしか見出せていない。

図Ⅲ-4-6 新潟 K8C 型機関の排気温度と燃料消費率



永井「車輛用機関」330 頁、第 27 圖。

同書、同書、411 頁、第 81 圖はこれをより狭い出力レンジで kW ベースで表示しただけのモノであり、機械學會『機械工學年鑑 昭和 11 年版』70 頁、第 54 圖は本図を無意味な程に簡略化したモノに過ぎないから、言い訳すればこれでもまだマシな方のデータである。

新潟 K8C 機関は K8H の縮小版とも言えるが、仲谷に拠れば K6D のストロークを短縮して 2 気筒を追加して開発されたものである。また、永井はその燃焼方式について単に直噴としており、空気室は付随しなかったようである²⁰⁷。

その概要は 8L-250×290mm(113.9 ϕ)、連続定格出力 500HP/900rpm.、1 時間定格出力 600HP/900rpm.(600HP/888rpm.との表記も)、10 分間定格出力 650HP/900rpm.、低速時出力 50HP/450rpm.で、2 段の定速運転を行う運用に供された。機関寸法(長×幅×高)は 4880×1410×1710mm、発電機込み総重量 11,998kg、機関重量 7.7t²⁰⁸。

²⁰⁷ 仲谷前掲書、529 頁、永井「車輛用機関」370 頁次の折込、第 10 表、参照。

²⁰⁸ 永井「車輛用機関」409~412 頁、参照。機関重量は島「鐵道車輛用内燃機関」287 頁、第 17 表、西脇他『内燃機関』下巻、475 頁、第 11・25 表にも明記。全般的な解説としては朝倉前掲『鐵道車輛』下巻、394~396 頁、島 最近の鐵道』82~83 頁、参照。

台床は鋳鋼製部材と鋼板との電気溶接組立品、ピストンは特殊軽合金レニックス製、始動電動機を兼ねる直結の主発電機は直流差働複巻・補極付・半密閉自己通風型の日立製作所製 300kW(600V, 500A/900rpm.)、制御はレンプ式で機関からベルト駆動される小形発電機(昇圧機)を駆動する方式であったが、軽負荷運転用に主発電機界磁の手動制御が可能となっていた。使用電圧範囲は 300~750V。直結補助発電機は直流和働複巻・補極付・半密閉自己通風型 45kW(120V, 375A/900rpm.)。

主電動機は「直流直巻, 補極付・全密閉箱形自己直列通風式」、1 時間定格出力 100kW(600V, 185A/560rpm.)×4。駆動は 1 段減速釣掛式。車体は川崎車輛、発電機は日立製作所、主電動機は川崎造船所、補助電動機は三菱電機、制御装置は芝浦製作所製で、車両としての取りまとめは川崎車輛が担当した。

箱形車体は 3 つに仕切られ、中央が機関室と放熱器室(両側吸気・屋上排気)、両端が運転室となっていた。運転操作は電磁空気式。ブレーキ用空気圧縮機は機関室内に艤装、床下に補助電動ポンプ、800ℓの燃料タンク、4 時間放電率 300AH・100V の蓄電池等が艤装されていた。

K8C 型機関の構造と性能について永井は：

クランク室の下部即油溜と架構に當る部の下半を鎔接接合として、猶後部に之を延長して発電機の臺板として居る。氣笛は全體を一つ物とし特種鑄鐵製であつて、裾を架構に當る上半丈長くしてクランク室下部とボルト締として居る。吸排氣弁は各 2 個を有し、ボルネオ油を使用し排氣は全く無色である。振動を少なくする爲に各クランクには釣合分銅を附着してあり全く靜な運轉をなして居る²⁰⁹。

と述べている。

4 弁式との記述は K6D に関しても見受けられたところであるが、図Ⅲ-4-3, -4 に見る吸気マニフォールドや図Ⅲ-4-6 に見るロッカー・カバーの形状からすれば、その奥や中に吸排氣弁が 2 個ずつ並列していても強ち不自然ではあるまい。

然しながら、こと K8C の運轉性能評価に関する限り、永井の記述が出鱈目であったことは島 秀雄の次のような回想によって明らかである。即ち、島は：

燃料消費率は當時として良好と認めたが何分タラカン重油等を用い、かつ消費量をせめたのであるから相當騒音高く、また振動多く乗務員には歓迎されず、また入換仕業に用いて 1 箇所を永く往復して運轉していると夜間等近くの住民の抗議が出るような事があり、その間に種々の改良手當を必要とした。戦時に至つて補修部品續かず燃料も得られないでこれも休車し発電機を取り外して流用中空襲被害し、そのまま十分に用いられぬまま廢車となつた²¹⁰。

と述べている。

どう觀ても、空氣室が設けられなかった分、 P_{max} や dp/dt の値が高くなり過ぎていたように想われるが、推測の域を出ない。これとは別の本機関における構造技術面における不首尾

²⁰⁹ 永井「車輛用機關」410 頁。4 弁式との記述は同 370 頁次の表 10 にも見られる。

²¹⁰ 島「鐵道車輛用内燃機関」286~287 頁、より。

の一端に関してはこれからより具体的に述べるところである。

2) K8C 型機関におけるクランクシャフト・デフレクションとクランク折損事故の概要

仲谷に拠れば、DD10 の開発に際し、新潟鐵工所は機関のマウント法について鉄道省に 2 案を提示した。第 1 案は車体台枠と機関ユニット共通台床とをアスベスト・ライニングを挟んで直結する方式、第 2 案は両者の間に弾性体を挟みバネを介して取付け、パワーユニットに一体で上下にのみ若干遊動を許す方式、であった。会社は後者を推したが、鉄道省は第 1 案を選択した。その根拠は満鉄 7000 型機関車が単純固定方式で何の支障も来していなかったことに在ったようである²¹¹。

ところが、完成納入後、冷却ファンの激甚な騒音が近所迷惑と指弾された他、中央他の主軸受やクランクピン軸受のホワイトメタルに焼損が頻発した。損傷は「修理しても長もちしない」ような有様であった。これには、上に見た通り、K8C のクランク軸に釣合錘が付されていなかったことも災いしたのであろう。仲谷は本機が 8 気筒であるため、K6D のように釣合錘を取付けるとクランク軸振り振動の危険速度低下を来す関係上、止む無く釣合錘無しとしたように述べているが、K8H の例を見ても判るように、長い直列 8 気筒用クランクであるが故に釣合錘無しとせざるを得なかったという頭ごなしの論理的必然性は無く、仲谷の弁には疑問を呈さざるを得ない²¹²。

メタル焼損に止まらず、K8C においては程無くクランク軸の折損事故が発生した。このため、本機は短期間の内に休車状態に陥った。しかし、研究推進の観点から敢えて再稼働が試みられた。そして、またもやクランク折損事故が生じた。結局、本機は廃車となり、発電ユニットは車体から降ろされ、「某工場の予備発電に使用」された。どれ程、稼働したのかについては不明ながら、頑丈な基礎の上にマウントされた K8C ユニットはその後は暫時、大過無く務めを果たしたようである。

仲谷はクランク軸回りに発生した損傷の原因は部分釣合の無視や機関台板の剛性不足もさることながら、何よりも車体台枠の歪みがパワー・ユニットの歪みを惹起し、第 8 スローのみならず、中間のスローにも大きなデフレクションが現れるようなマウント法の不都合にあったと述べている。もっとも、主軸受隙間を均等に為し得なかったともあるから、機関本体の剛性不足も相当、酷かったようではある。勿論、先に見た共通台板の高さや段付きのプロフィールは決してその十分な曲げ剛性を直観させる体のモノではなかった。

²¹¹ 以下、暫く仲谷『ディーゼル機関講義』中巻、529~531 頁、参照。因みに、第 2 案は戦後の国鉄 DD50 型に採用された方式に近い。大塚監修『鉄道車両—研究資料—』143 頁、参照。

²¹² 上述の軸芯曲りやこの下り以外にも仲谷は『ディーゼル機関講義』上巻、漁船機関士協会、1960 年、148 頁に「空気室式は日本では、どこも採用していない」などと述べている。そこで意図されたところが実績なのか'60 年時点における現状なのかについては不明ながら、そのウソないし極度の舌足らずぶりは前掲拙稿「空気室式高速ディーゼルの盛衰と日立自動車用機関」および本稿によって明らかである。

クランクシャフト・デフレクションの面から新潟鐵工所製の初期機関車用準高速ディーゼルの技術史を觀れば、兄貴分の K8H 型と比較して K6D 型と K8C 型という弟分の機関は却って退化の相を示していた。末弟 K8C については狭隘な車両限界に制約された共通台床の高さ不足を指摘することも可能であるが、その段付きプロフィール自体が余り感心出来る形状ではなかったこともまた請合いである。4 弁式など捻くる暇があったのなら、この辺りの探求がヨリ徹底的に為されているべきであった。

渋谷隆太郎は「如何なる技術も故障錯誤を楷梯として進歩するものであるから、故障の経験を沢山持って居るものが優れた技術能力を持って居ると見ても誤りはない」と述べている。この公準が戦後の国鉄機関車用制式ディーゼル機関開発史を通じて繰返し裏切られて来た状況については既に拙著『日本のディーゼル自動車』ならびに『鉄道車輛工業と自動車工業』において繰返し指摘しておいた通りである²¹³。

ディーゼル機関としてヨリ重要な K6D 型の空気室付き直噴燃焼室は新潟高速機関における一つの伝統として戦後にまで生き延びたが、これについても既に論じた通りである。

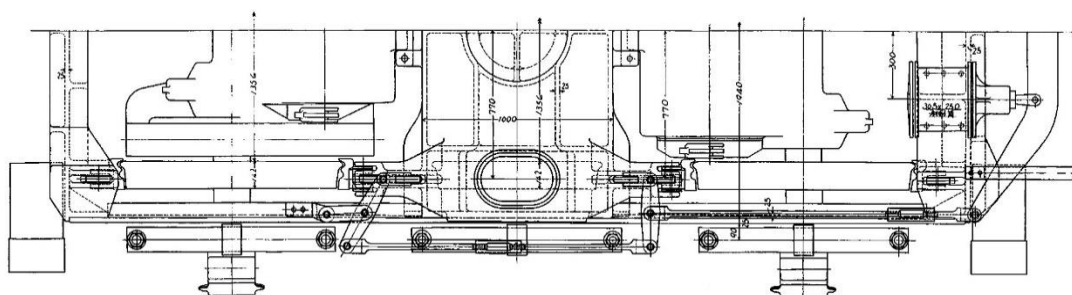
5. 満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車の台車

続いて、満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車における動力プラント以外の諸点、即ちその台車ならびに艤装品や配管・配線に係わる同時代情報を整理して行こう。

まずはジキイ 500 の台車に係わる素案である。この機関車には次図に示されるようなモノが 2 つ、用いられていた。動輪径は 1120mm、遊輪径は 840mm、軸距 1500mm、ブレーキは動輪のみに「抱合セ式」を装備。

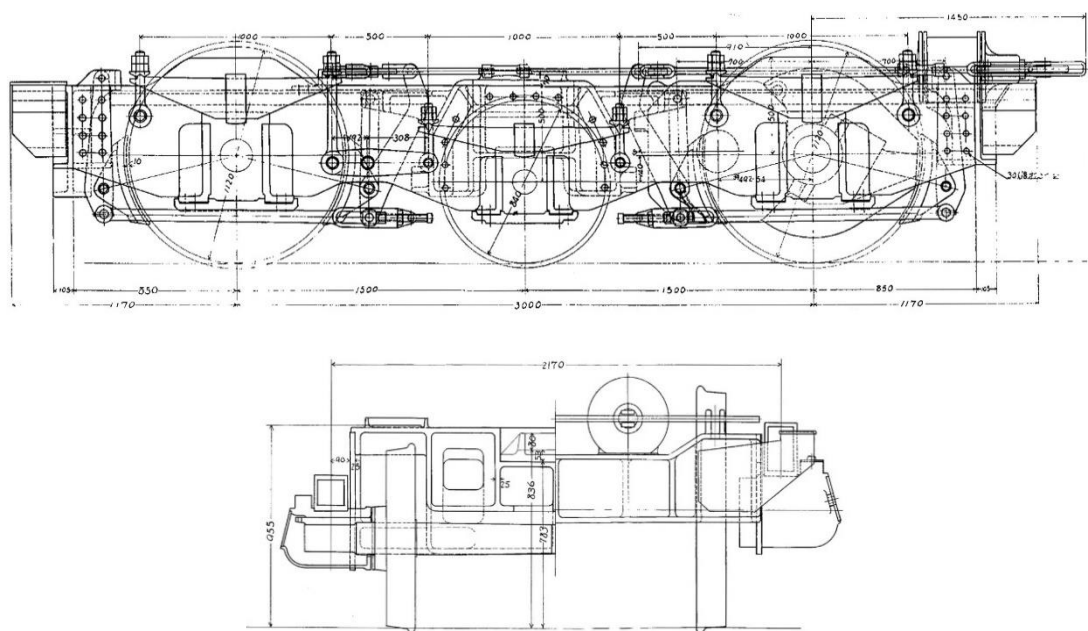
元図に材料に係わる表記等の情報は皆無であるが、恐らくその躯体は鋼板、鋳鋼部材、鍛鋼品の混成だったのであろう。図の左が車端側である。側梁と端梁との結合が「打込ボルト」によっていた点については図に注記の通りである²¹⁴。

図Ⅲ-5-1 ジキイ 500 型の台車素案



²¹³ 渋谷の言は『旧海軍技術資料 第 1 編 (2)』66 頁、より。同書 32 頁にも海軍自身の経験に即した同様の命題が掲げられている。

²¹⁴ 「打込ボルト」の意味については拙稿「“技術の生命誌” 試論」の「補論：産業技術史におけるマクロ的、ミクロ的視点について」(大阪市立大学学術機関リポジトリ登載)、参照。



資料の素性不明。当時の青焼き 3 面図(縮尺 $1/10$)。諧調反転。

側面図中央右の消えかけた文字は $30(1\frac{1}{8}"$ 打込ボルト)。

本図を素案と見做す所以は、記入されているイコライザ・ビームの 192 vs 308 という分割比では前後台車の負担重量を均等と仮定して計算すると動軸重 20.19t、従軸重 12.62t になってしまうからである。逆に、前稿で見た『驀進』記載の 19t と 15t に分けるには分割は 220 vs 280 とならねばならず、『大陸の鐵輪』記載の 17.8t と 12.5t にするには 248 vs 252 という分割が必要となる。いずれにせよ、500mm をどう分けるかというだけの問題に過ぎない。1 台車 3 軸の内、中央よりの 1 軸がイコライザの連動外であったことは最終完成形においても同じである。

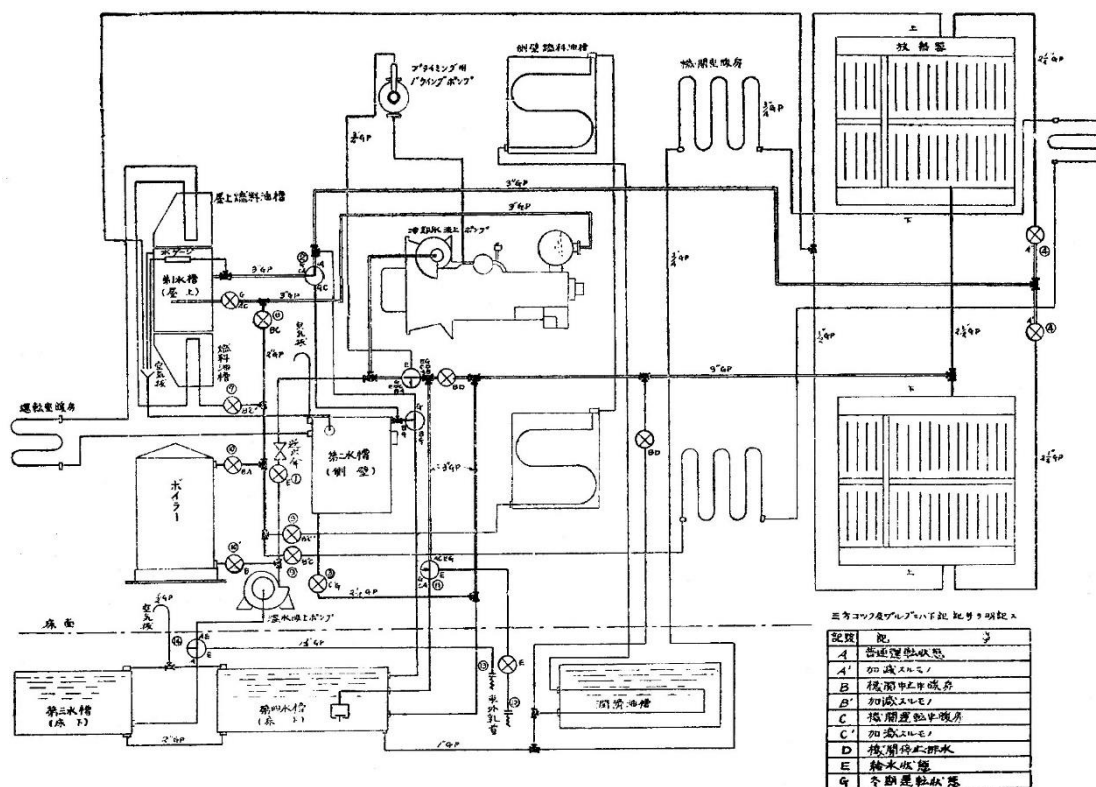
6. 満鉄ジキイ 500 型ディーゼル機関車の機装

本機が氷点下 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ という酷寒においても蒸気機関車のように水不足や結氷に悩まされることなく運転され得たのはクロスチューブ型と呼ばれる堅型温水ボイラを核とする温水供給・暖房システムが完備されていたからである。しかし、これについて日立製作所が立てていた計画と最終的に実現した図Ⅲ-6-1 に示されるシステムとの間にはかなりの相違があった²¹⁵。

図Ⅲ-6-1 ジキイ 500 型の冷却水・温水配管

²¹⁵ 日立の暖房装置計画については日立製作所笠戸工場の「85 吨ディーゼル電気機関車 暖房装置計算書」(手書き資料断片)、実現形態については奉局輸送課「貨物用 重油電気機監關車 説明書 ジキイ 501 及 502 號」参照。

第二圖 冷却水及温水配管750H.Pディーゼル機関車



備考 ヴルプ及コックハ閉ゲタル位置ヲ基準トス

奉局輸送課「貨物用 重油電気機監関車説明書 ジキイ 501 及 502 號」第二圖。

まず、最終的に実現した形態において、冷却水槽水槽は屋上に第 1、側壁に第 2、床下に第 3、第 4 水槽が設けられていた。車外からの給水に際しては車外汲み入れ口にホースを繋ぎ、手動ないし電動ポンプを用いて機関水ジャケット→屋上水槽→放熱器→床下水槽の順に充填が進められた。機関を始動し、直結渦巻ポンプを働かせてこれを行うことも出来た。勿論、車外に水道のような圧の高い水源があればポンプは不用であった。

通常、機関が運転を開始すれば冷却水は機関直結渦巻ポンプにより床下の両水槽から汲み上げられ、機関水ジャケットを経て屋上水槽に至り、自重で両側の放熱器に流下し、第 4 水槽に戻った。また、分岐冷却管を通る水は燃料噴射弁と排気弁かごを通過し、前者は渦巻ポンプ吸い込み口に、後者は主冷却水管に戻った。機関が停止すれば屋上水槽の水は第 3、第 4 水槽に流下した。

また、夏期においては第 3 水槽と機関水ジャケットを直結する管を追加し、水を強制循環せしめ、停止直後の冷却水温度過昇を防止し得るようになっていた。冬季、放熱器内の残水凍結を防ぐためにはこれを第 2 水槽に落す措置が講じられた。冷却水の機関で入口には温度計が設置され、両運転台にも遠距離温度計が容易されていた。冷却水出口温度は最高 75℃、最低 50℃の範囲が適当と定められていた。

2つ在る放熱器にはその放熱量を制御するため、2つの送風用電動機の並列運転、直列運転、片方停止運転の3段階制御が行われた。また、放熱器への水循環を断ち切ることも出来た。また、冬季には機関運転中、必要に応じて高温冷却水の一部を運転室に導き、暖房熱源として使用した。また、機関停止中の暖房については随時、温水ボイラを用い、運転室以外にも冷却水、燃料油、潤滑油の温度保持を図るべきものとされていた。温水ボイラの重油バーナにはそれぞれ 2psi(0.14kg/cm²)、10psi(0.7 kg/cm²)の空気と燃料油が供給された。この他、ツナギ図(図Ⅲ-6-7)右下には「電気暖房器回路」なるものが示されている。座席の電熱ヒータか電気床暖房の謂いかと思われるが、委細は不明である。

これに対して、日立における暖房プランは以上とは異なってかなり手厚い計画であった。日立の暖房計算書に拠れば、本機の車体壁面は外側から 6mm 厚鋼板、10mm の断熱空気層、10mm 厚のフェルト、10mm 厚の木板の4層構造、床は底から 10mm 厚鋼板と 13mm 厚木板2枚重ねの3層構造、扉は 10mm 厚木板、ガラスは 5mm 単板となっており、ある程度、断熱性が考慮されていたが、「満洲」の寒さに対してこれでは不足、積極的な熱供給が不可欠であった²¹⁶。

熱量計算は外気温度-40℃の際に車内が 5℃に保たれるべきものとして進められた。それぞれの車体表面部位毎の伝熱係数と面積から求められた総伝熱損失は 10890kcal/h、隙間からの漏れは 486kcal/h、総損失熱量は 11,500kcal/h であった。暖房用温水のボイラ出口温度を 120℃、戻り温度を 80℃、放熱器温度を 100℃とすれば、1時間当り 300ℓの温水循環でこの約 12,000kcal/h という損失熱量を補填することが可能となる筈であった。

また、この放熱器温度と車内温度 5℃との温度差 95℃の下で 1¹/₄ in. φ のガス鋼管で出来た放熱器の面積 1m² 当り放熱量は 794.2kcal/h と計算されたから、所要放熱面積は約 15m² となった。しかし、実際には温水ボイラや機関自体からの放熱量も加算されるため、放熱器表面積は 9m²(外径ベースで管長は約 70m)に削減された。その管摩擦に打ち勝つため、温水ポンプ容量は 500ℓ/h に設定された。

また、K8H 型機関の定格回転数における吸気量は単純計算では 3600m³/h となる。本機の温水ボイラには上述した約 12,000kcal/h に加え、これだけの吸気を-40℃から 5℃まで予熱するために必要な 38,880kcal/h と、この間に食われる燃料約 150kg を同様に加熱するのに要する 3,375kcal/h とを合わせた約 54,255kcal/h の熱供給が求められた。車内に滞留する空気量より機関の吸気量の方がはるかに大きいからかような熱配分となるワケである。

実際には余裕を見込んでこのボイラには車内暖房用に 15,000kcal、空気予熱用等に 50,000kcal、合計 65,000kcal/h の熱供給能力が与えられるべきものとされた。空気と燃料の予熱用としてこのボイラには一種の多管式エコノマイザが付設され、空気予熱器は外径 19φ の銅管の内部に燃焼ガスを、その外側を空気を流す方式となる筈であった。エコノマイザによる排熱回収分を含めてもこのボイラの効率は至って低く、50%と見積もられたから、

²¹⁶ 以下、日立の暖房装置計画については前掲「85 瓩ディーゼル電気機関車 暖房装置計算書」(手書き資料断片)に拠る。

その低発熱量を 10,000kcal/kg とすれば 1 時間当り 13kg=約 14.4ℓ、言い換えれば走行用燃料の 9%近い量の重油を焚く必要があった。

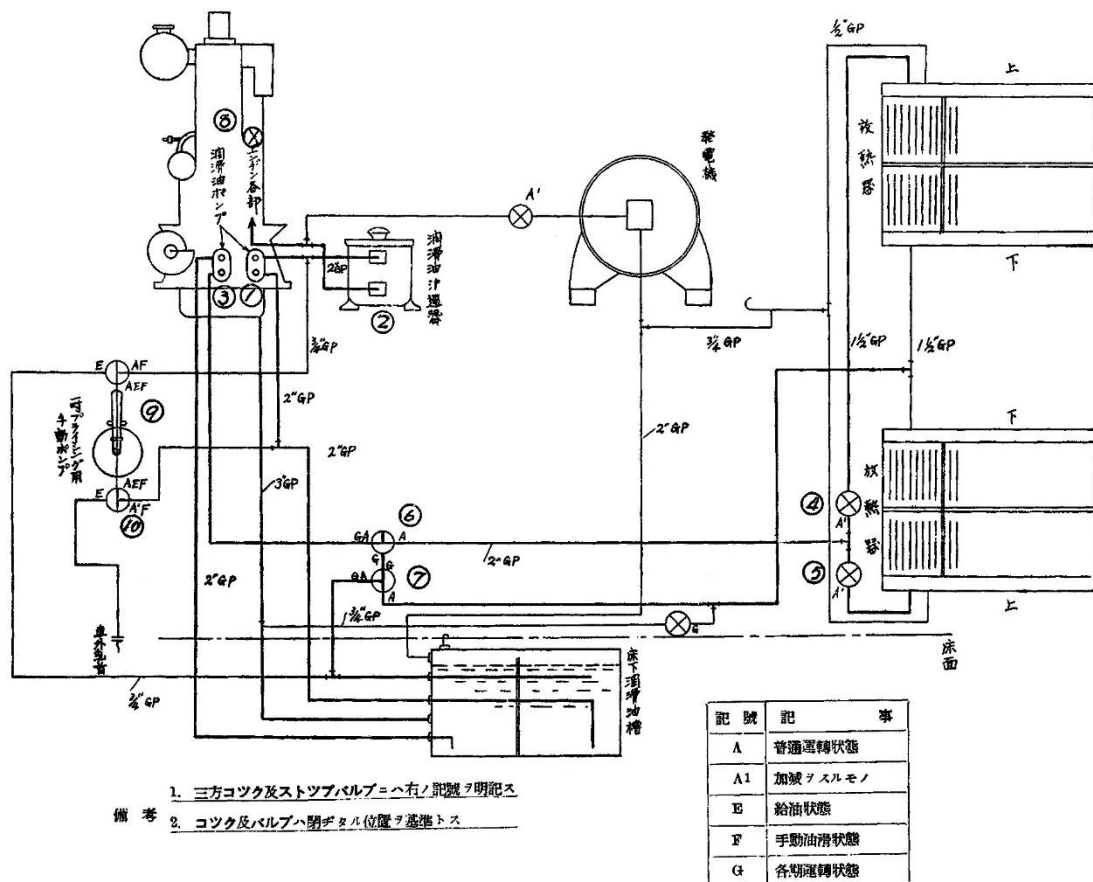
結局、燃料喰らいの最大要因たる吸気予熱が省略されたこと、酷寒期・機関停止中の冷却水、燃料・潤滑油保温への手厚い措置が講じられたこと、これが計算書との大きな相違点であった。強力な蓄電池によって強大な主発電機を始動電動機として用いるのであるから、圧縮を効かせた状態でクランキングを強行して行けば気筒温度や圧縮温度は相当上昇する。先に見た通り、本機関においてはデコンプさえ余り必要とされなかった程であったから吸気予熱は尚更、必要性に乏しかったと考えられる。

自動車機関においてそうであったように、水は必要な場合には抜いてしまうこともあったであろう。また、上述の通り、暖機後は機関冷却水を以てする運転室暖房が実施されているが、それで運転室が何℃に保たれていたのかという実態面については定かではない。

潤滑油循環系統は次図の通りで、強圧注油部位は主軸受、連桿、カム軸軸受、吸排気カムローラ、調速機及び発電機軸受であった。潤滑油ポンプとしてはギヤポンプが用いられ、潤滑油圧力の適正範囲は 0.5~1.0 kg/cm² と指定されていたが、始動前には手動ポンプでこの圧以上の油圧を発生させ、要部各所への給油状態を確認すべきことが定められていた。潤滑油冷却器は放熱器内部に仕組まれていた。そこでの放熱量は循環量を規制ないしバイパスさせる弁によって切替えられることが出来た。潤滑油槽への給油は手動ポンプによった。

図Ⅲ-6-2 ジキイ 500 型の潤滑油配管

第三圖 750HP重油機関車潤滑油配管

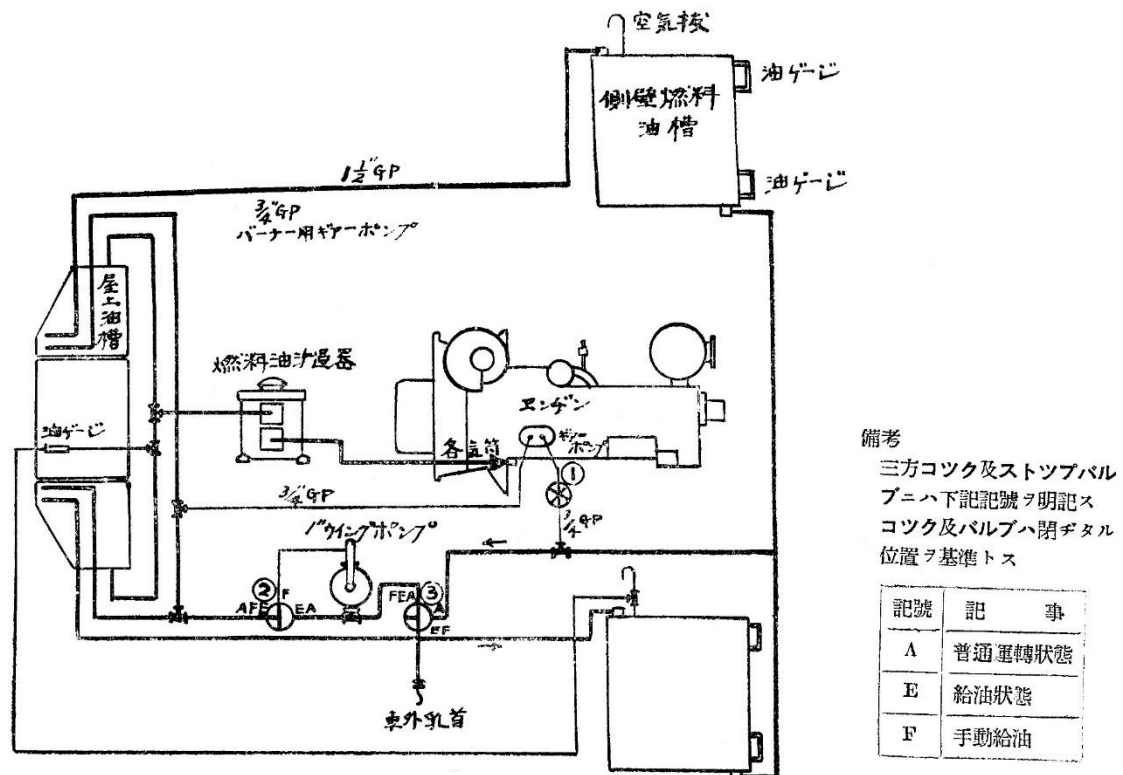


同上、第三圖。

燃料油は機関が起動すればフィードポンプ(歯車ポンプ)が側壁油槽から屋上油槽、濾過器、燃料噴射ポンプ→噴射弁へと至り、一部は噴射弁でオーバーフローして屋上油槽から側壁油槽へと帰還した。フィードポンプの故障に対しては手動のポンプがバックアップ機能を担わされていた。車外からの燃料油供給は車外ポンプの圧力によって行われ、屋上油槽を経て側壁油槽へと順次、燃料油の充填が行われた(図Ⅲ-6-3)。

図Ⅲ-6-3 ジキイ 500 型の燃料油配管

第四圖 燃料油配管圖

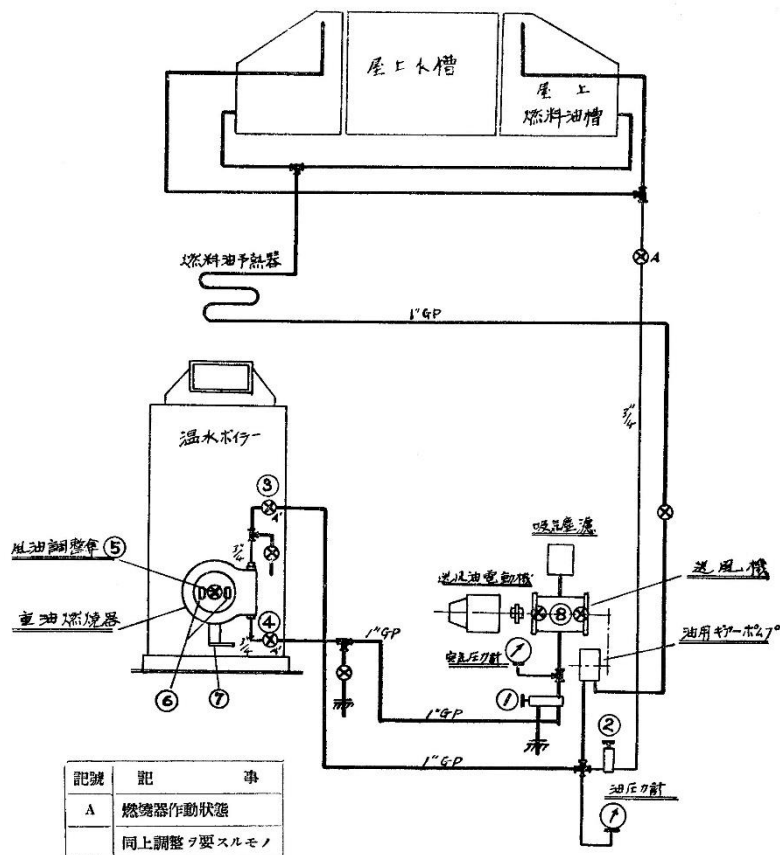


奉局輸送課「貨物用 重油電気機監關車説明書 ジキイ 501 及 502 號」第四圖。

酷寒期における燃料油の加熱は温水ボイラによって屋上油槽を温める格好で行われた(図 III-6-4)。

図 III-6-4 ジキイ 500 型の燃料油加熱系

第十五圖 重油燃焼器管系

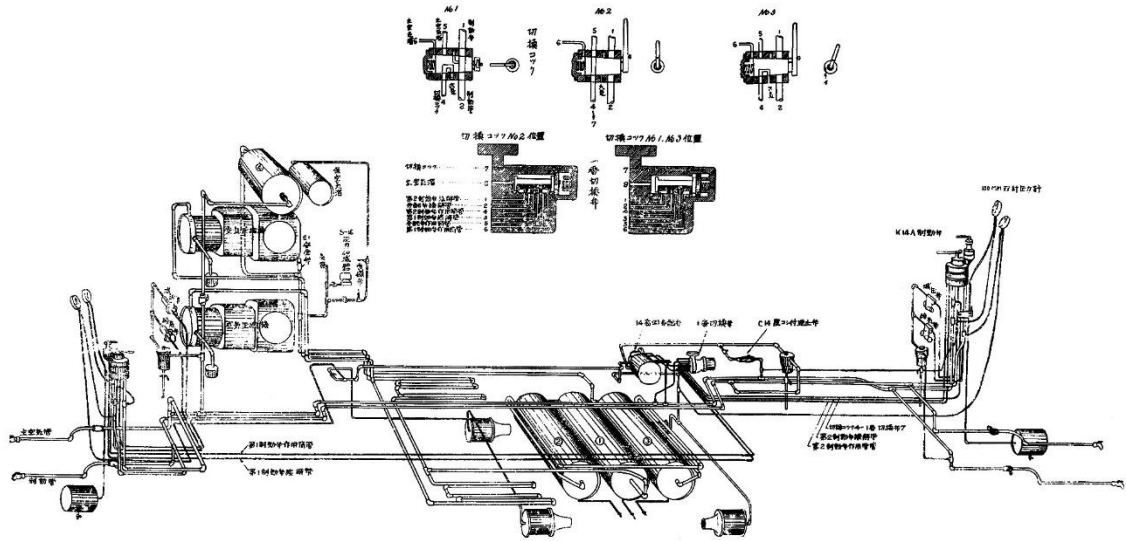


同上、第十五圖。

本機の制動装置は *EL14A* 空気制動装置と呼ばれた。空気圧縮機は上述の通り三菱 D-4-P 型 2 基、元空気溜は $440\phi \times 1,860\text{mm}$ のものが 3 個、床下中央に、 $440\phi \times 1,380\text{mm}$ のものが 1 個、機関室天井に装備されていた。圧縮機は $2-195 \times 130\text{mm}$ で、その 30 分定格回転数は 900rpm、発生圧力は 7.5kg/cm^2 で容量は $1,280\text{l/min}$ であった。圧力加減機の作動ポイントは 6kg/cm^2 と 7.5kg/cm^2 であった(図Ⅲ-6-5)。

図Ⅲ-6-5 ジキイ 500 型の制動装置

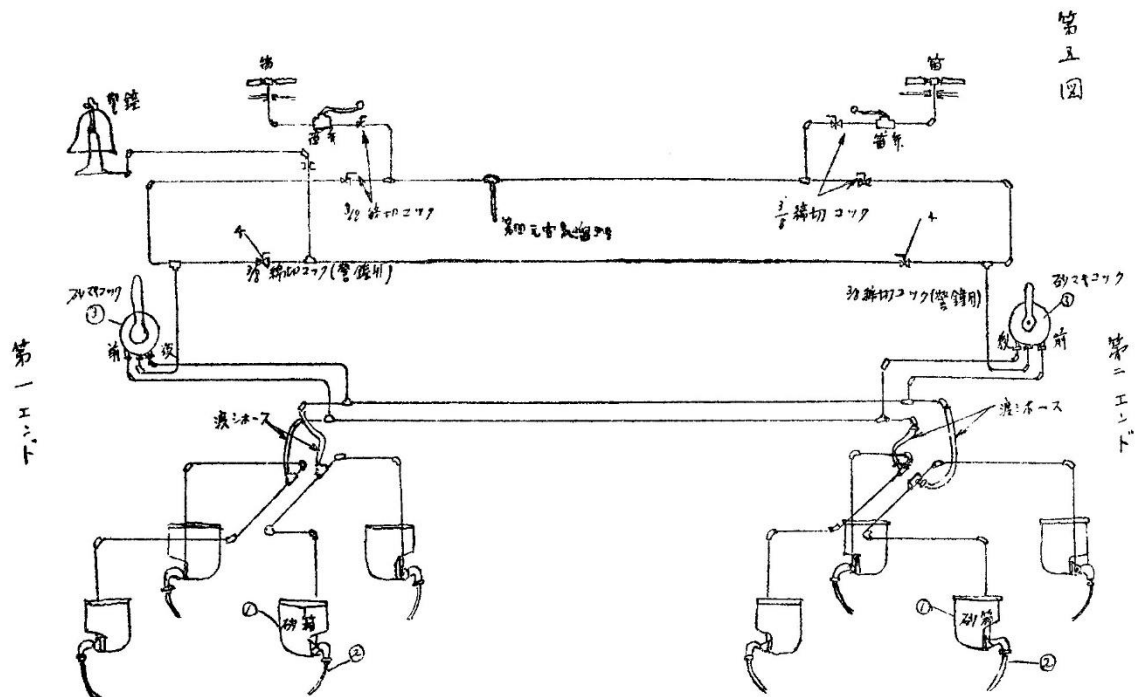
第十四圖 EL 14 A 制動裝置



同上、第十四圖。

本機の各種制御用アクチュエータは電磁空式気であつた。それらは主電動機界磁切替、4種の機関サーボモータ(燃料全閉、燃料半閉ち、速度変換[450 / 600rpm.]、デコンプレッション)から成っていた。また、撒砂装置、警鐘装置は空圧作動であつた(図Ⅲ-6-6)。

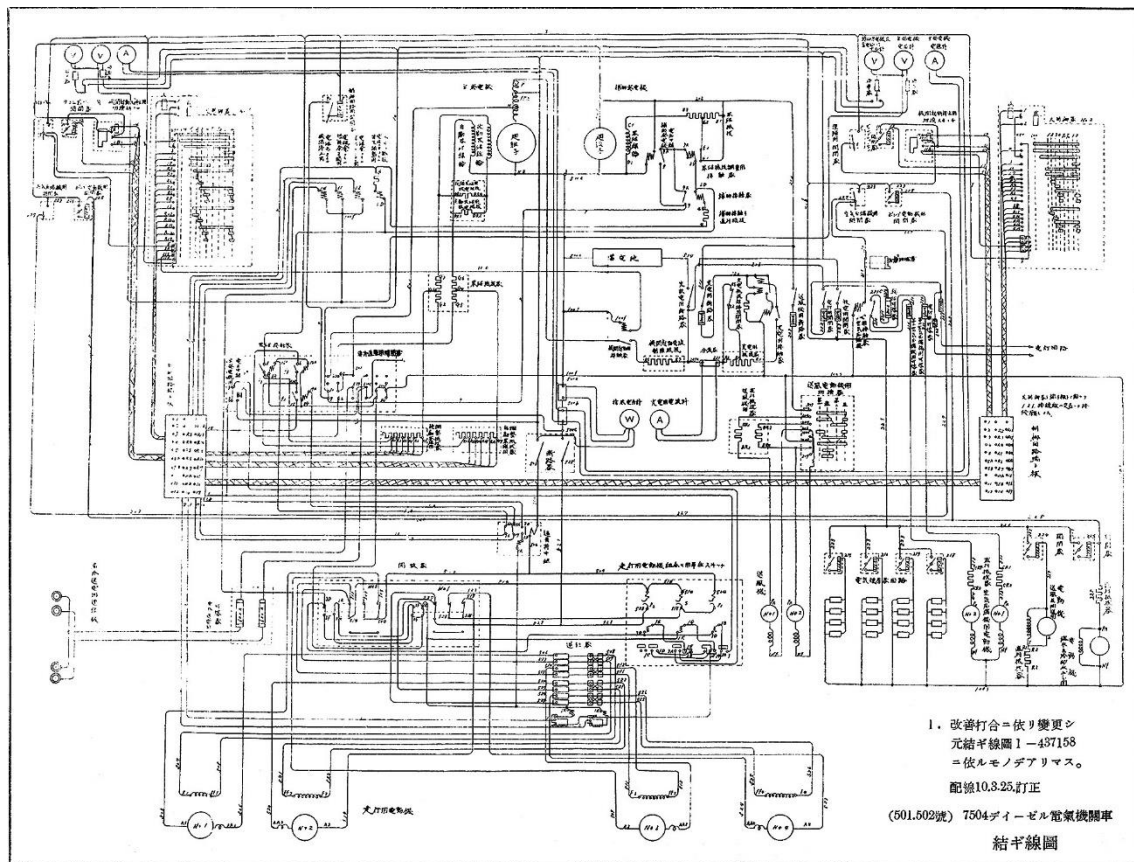
図Ⅲ-6-6 ジキイ 500 型の撒砂、鳴鐘装置空気配管



同上、第五圖。

電気回路は主回路(機関起動回路、機関車走行回路[主電動機直列・1,3 と 2,4 の並列])、補助回路(機関起動用補助回路、機関速度制御回路、電池充電回路、温水循環ポンプ電動機回路、バーナ用送風・送油電動機回路、空気圧縮機用電動機回路、放熱器用送風電動機回路)、励磁回路(主発電機、補助発電機)から構成された(図Ⅲ-6-7)。

図Ⅲ-6-7 ジキイ 500 型の電気ツナギ



同上、より。図番無し。

7. 満鉄電気式ディーゼル機関車に係わる幻の三菱神戸・海軍標準補発応用案

1) 許容軸重 15t、線路状況“不良”指定

以下においては、満鉄ディーゼル機関車開発計画に係わる三菱神戸造船所の提案が取上げられる。この車両は満鉄からの引合いに対して同所が 1933 年 1 月、『仕様書』を提出したものの、ペーパー・プランの段階に止まった電気式ディーゼル機関車である。しかし、やがて明らかとなるように、それは必ずしもジキイ 500 型となるべき車両との競争に敗れたが故に立ち消えたプランというワケではなかった。

加うるに、その主機は日本海軍の小形潜水艦主機及び大形艦艇用発電補機として数百基

も整備され、その信頼性を遺憾なく発揮した三菱神戸 4 サイクル準高速ディーゼルの 1 派生機種であったから、本邦内燃機関技術史上の重要性という点においては単に珍しいだけの存在として終わったジキイ 500 型用新潟ディーゼルなどの比ではない。この三菱神戸 4 サイクル・ディーゼルに係わる史実解明の機縁としても、この幻の満鉄・三菱神戸電気式ディーゼル機関車案は稀有の、誠に興味深い挿話となるであろう。

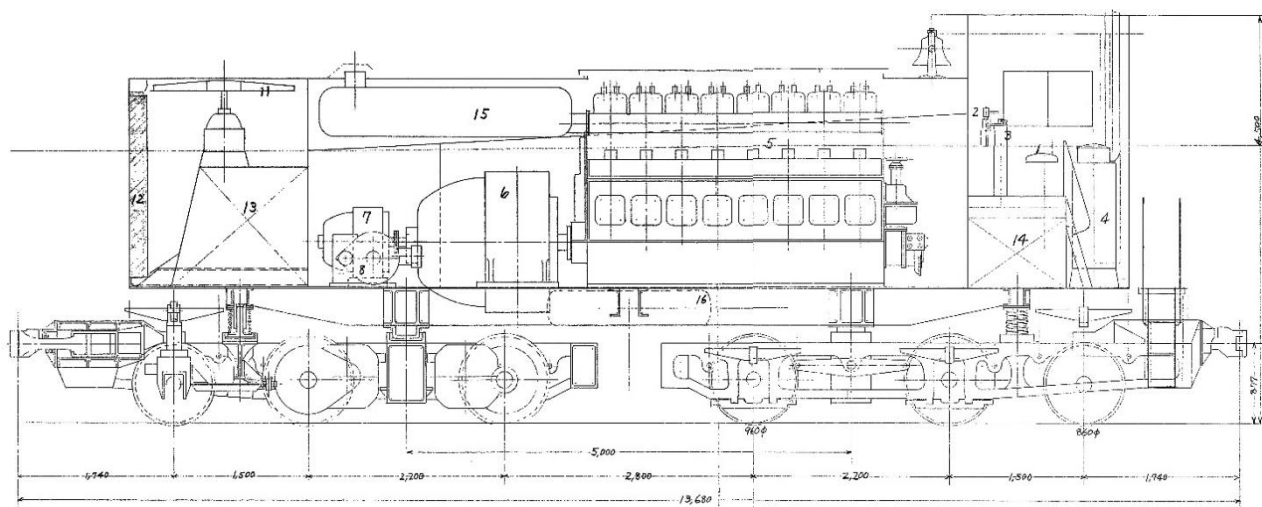
本機については上述の三菱造船(株) 神戸造船所『仕様書』がほぼ唯一の資料である。もっともそこに所収の主機に係わるデータは乏しいのであるが、これについては別途、補うことになる。この『仕様書』綴りの中に「南満洲鐵道御引合 電気式ディーゼル機關車(車体部分)仕様書(仕様書第 D.L. 117 號)」なる資料が含まれているので、以下、本機を D.L. 117 号と呼ぶこととする。

上に、この機関車、即ち D.L. 117 号は必ずしもジキイ 500 型となる機関車との競争に敗退して幻と消えた車両ではなかったと述べた。それは満鉄から三菱に「與ヘラレタル條件」が明らかにジキイ 500 型となる機関車に対するそれとは異なっていたからである。即ち、「機關車様式」が「電気式ディーゼル機關車」、「用途」が「貨車運搬用」、「冬季最低氣温」が「-40℃」であったことは同じであるが、決定的相違はその使用「線路狀態」が「不良」、しかも「一軸最大許容重量」がたったの「15 吨」と指定されていた点である。かような許容軸重は狭軌軌道であるわが鉄道省の乙線(国鉄 2 級線)のそれと同じでしかなく、D51 の最大軸重より若干低い値に過ぎない。

これに応えた三菱 D.L. 117 号案は全長 13.5m、機関車総重量 85t、粘着重量 60t の L 型・片側運転台式という戦後の国鉄 DD90 1(東芝)や DD14 型の親戚のような機関車であった。小さくまとめるために採用された片側運転台方式ではあろうが、固より運転席は左右に 2 つ設けられ、機関士は前進・後進何れの場合にも進行方向左側の運転席に座り、前を見ながら運転する手筈となっていた(図Ⅲ-7-1)。

なお、この機関車の「材料ハ總テ鐵道省材料規格ニ據リ充分精選」されたモノで、工作は「鐵道省機關車工事施行細則ニ準ジ最モ丁寧正確ニ施工スル」ことと明記されていた。

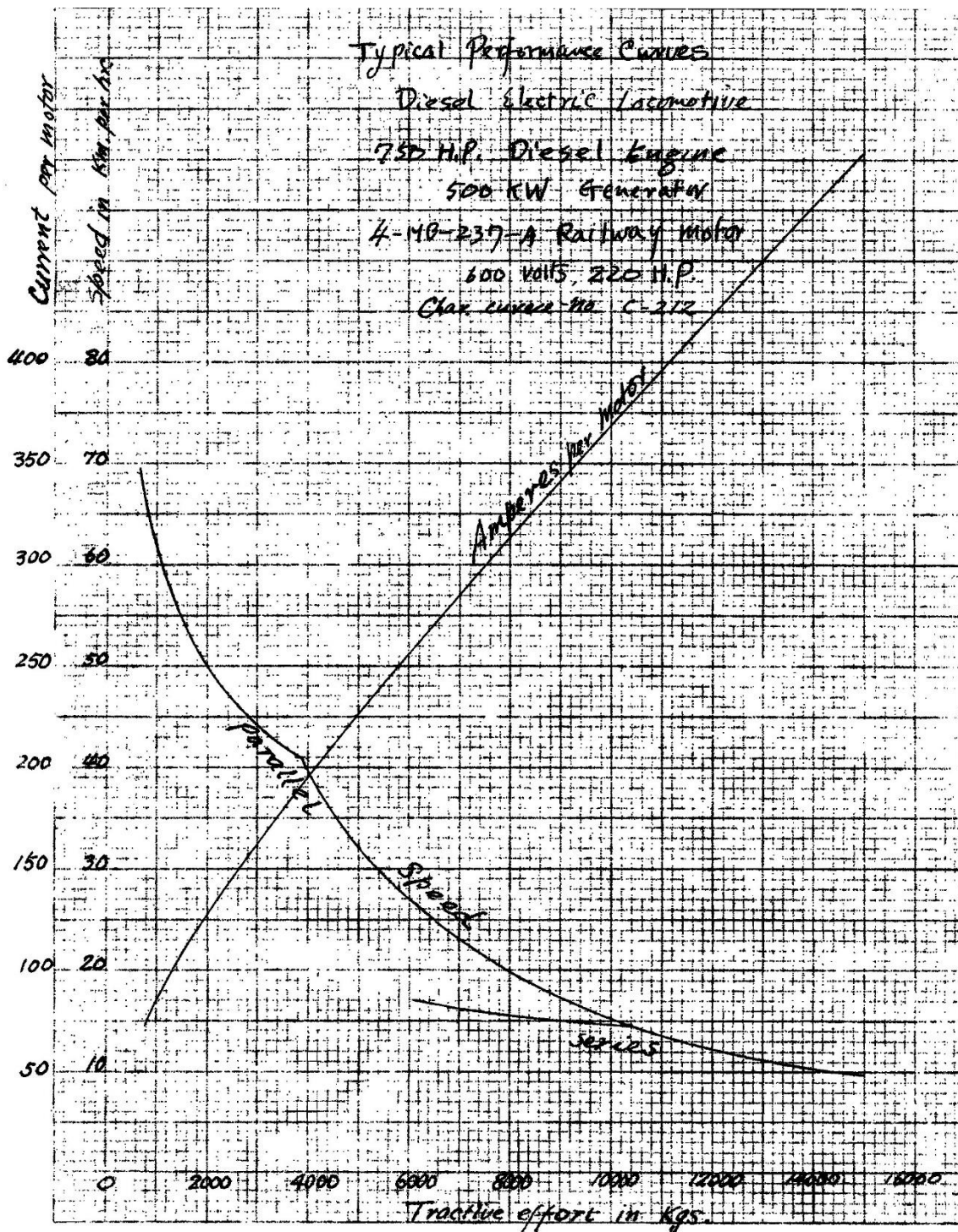
図Ⅲ-7-1 三菱 D.L. 117 号(第 1 案)



三菱造船(株) 神戸造船所『仕様書』JAN 25 1933、 $\frac{1}{20}$ 図、より(諧調反転)。

軸配置に第 1 案： $1B \cdot B_1$ 式と第 2 案： $A_1A + A_1A$ 式とがあり、最終的にはジキイ 500 型や鉄道省の DD10 型と同じ第 2 案が提示された。機関出力は 750 馬力/600rpm、始動電動機を兼ねる主機直結の主発電機は連続定格出力 500V・500kW、これとタンデム直結の補助発電機は 100V・15kW、主電動機は 1 時間定格 600V・220 馬力×4 基であった。その性能については 1 時間定格速度 31.5km/h、1 時間定格牽引力 7,640kg、最大速度 60.0km/h、最大牽引力 9,200kg と表記されている。牽引力は動輪周牽引力の謂いであろうが、この最大牽引力では $\mu = 15.3\%$ を前提しているに等しいから、9.2t は起動牽引力ではない。60km/h における値というのも妙である。次のチャートからは左様なスペックは全然見えて来ない。牽引力 9.2t なら 15km/h 程度となり、30km/h 付近でのそれは 5t 余りに過ぎない。

図Ⅲ-7-2 D.L. 117 号の特性曲線



同上より(諧調反転)。

2) 台車を巡る 2 案

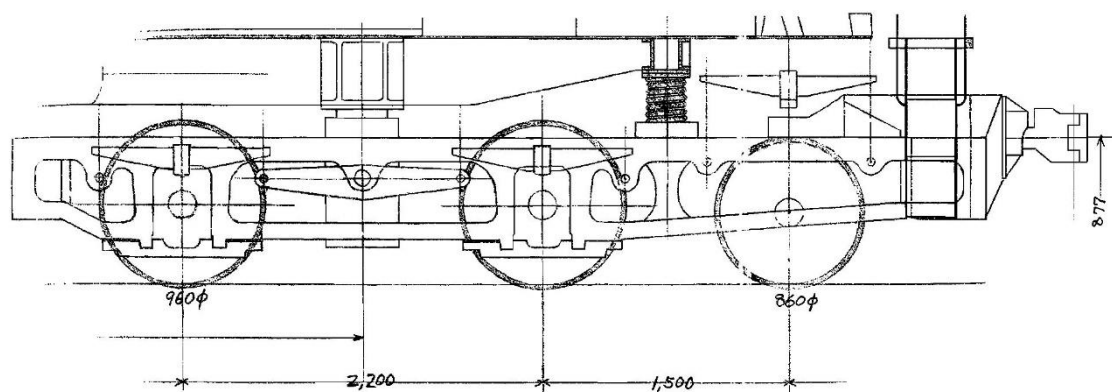
i) $iB \cdot B_1$ 案

続いて、軸配置、言い換えれば台車構造の面についてチェックを進めよう。第 1 案として

作成された $1B \cdot B_1$ 方式は次図の如き先輪付きの操舵性台車まがいのモノとなっている。こちらは一種の枕バネによって先輪の軸重を調整する案であった。先輪の復元装置については「先台車ハ其復元力ガ線路ノ曲線半径ノ大小ニ係ラズ成ル可ク一定ナル構造ノモノトスル」と記されている。エコノミー式なら適当であったろう。

台車側枠は鑄鋼製ないし「圧延鋼製ノ棒形」とあり、未だ定まっていなかった。もっとも、枕梁、端梁、横梁は鑄鋼製とある。

図Ⅲ-7-3 先輪付の三菱 D.L. 117 号機関車台車案



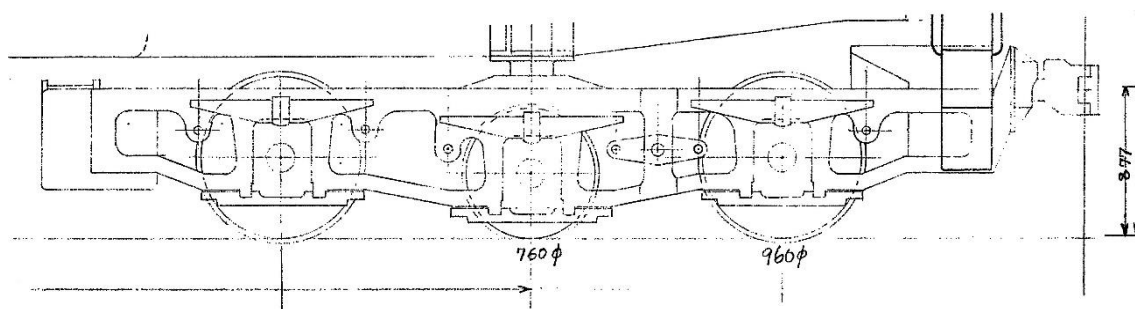
同上より(諧調反転)。

前掲図Ⅲ-7-1 には示されているが、先輪中心と連結器中心との距離は 1740mm、ボギー中心間距離は 5000mm。なお、本図採録に当ってはジキイ 500 型のそれと同様の位置に設置されたブレーキ・シリンダの略図は省略している。

ii) $A_1A + A_1A$ 案

第 2 案として作成された $A_1A + A_1A$ 方式は遊動軸を動軸で挟むタイプで、ジキイ 500 型や DD10 のそれと同工であるが、車輪径は一回り小さくされている。また、連結器は車体台枠ではなく台車端梁に直付けされる格好になっている。上述の通り、こちらが最終的に採択される提案となる。次図においてもブレーキ・シリンダの略図は省いておいた。車端側動輪と連結器中心まで距離は 1800mm、ボギー中進間距離は 6400mm となっている。

図Ⅲ-7-4 遊動軸付の三菱 D.L. 117 号機関車台車案



連結器高さ表示の処でレール面に若干のズレが見られるのは台車部分の図が後から貼り付けられたモノであるため。

同上より(諧調反転)。

3) 信頼性が高く使用実績も豊かであった三菱 SHB8 型ディーゼルとその系譜

三菱神戸のみならず、本邦における機関車級ディーゼル・メーカーにとって鉄道省の輸入機関車、DC10 型(Krupp 機関)と DC11 型(MAN 機関)のスケッチという経験は得難い技術的基礎となった。三菱神戸の当事者はこの点について次のように回想している。

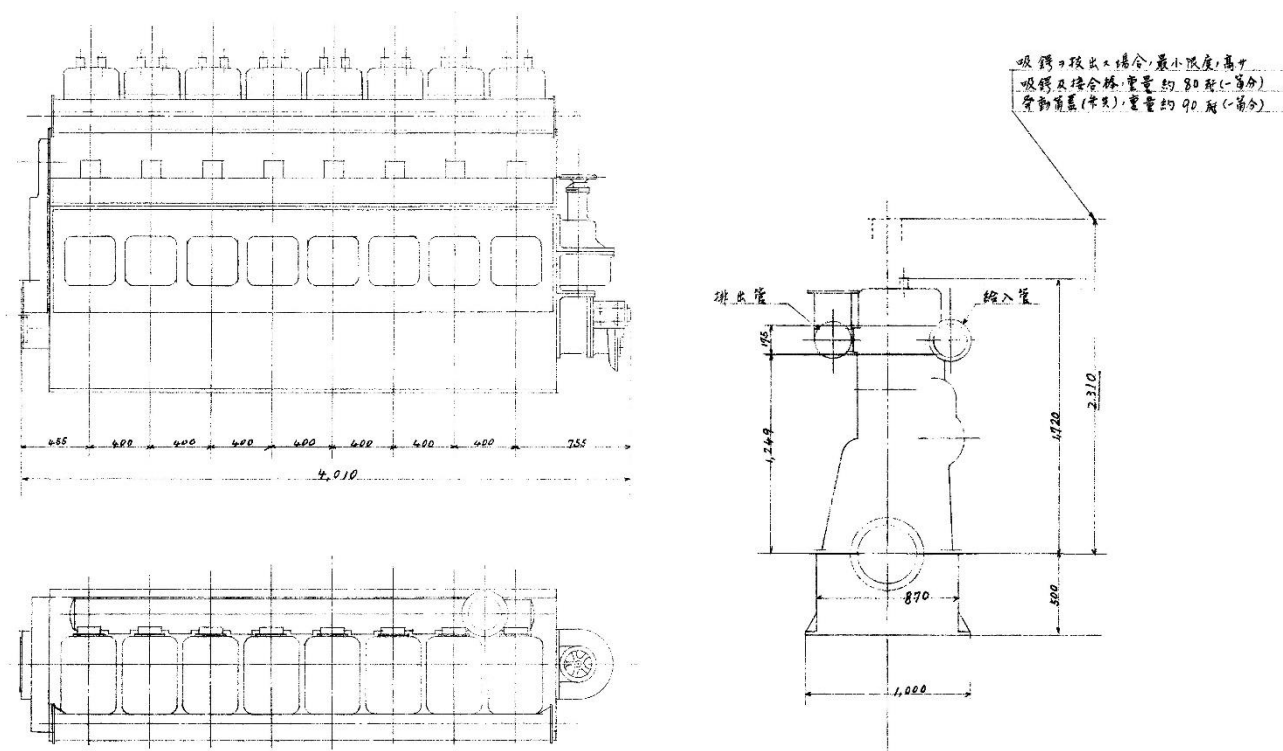
神戸臨海鉄道(神戸駅から脇浜まで)に国鉄で独逸から購入したディーゼルロコの機関のスケッチが、大正十一年頃、国鉄の斡旋で三菱、川崎、神鋼、新潟、池貝の五社に公開され、三菱からは私のほか二、三名で右の会社五つのグループに分かれてお互いスケッチして製図し、完成の後は五社ともこれを交換して、自社計画資料に供した。これは当時、新鋭の機械であっただけに各社とも大いにプラスした模様である。われわれとしては後で大型潜水艦の補発およびシャム潜水艦の設計に大いに参考になった²¹⁷。

無論、大正 11(1922)年に両機は存在してなどいなかったから、これはあり得ない年次である。昭和 11 年とすれば既にそれらは用済み・役立たずとなり廃車の時期に差し掛かっていたから分解はし放題であったろうが、これでは幾ら何でも賞味期限切れに過ぎる。大正が“昭和”、縦書きの十一が“七”であれば符節は合うのであるが……。

それはともかく、D.L. 117 号に載せられる予定となっていた SRB8 型機関の仕様書は車体に先立ち、1932 年 12 月に作成されていた。それは恐らく、機関そのものが“既製品”即ち上記引用中の「補発」=補助発電機ないし発電用補機の手直し版として苦も無く速成可能であったからである。三菱『仕様書』収録の図面は車体のそれと同様、如何にも急拵えの雑なモノで、トレーシング・ペーパーに鉛筆書きした元図からの青焼きと見えて解像度もコントラストも著しく不足している。機関関係の青図も次のような全体図のみとなっている。

図Ⅲ-7-5 三菱 SHB8 型ディーゼル機関の外観

²¹⁷ 橋本光雄「内燃機関の黎明期」旧内燃機学会『神戸三菱内燃機五十三年史』1969 年、160~166 頁の 162 頁、より。タイ国海軍向け潜水艦主機は三菱ヴィッカーズ。



同上、より(諧調反転)。

その機種名については「S.H.B 8 型重油機械」とあり、説明書きに「出力 750 佛馬力」、「毎分回転数 600」、「筭口径 275 耗」、「行程 420 耗」、重量約 10.5 匁と記されている。但し、原型となる海軍向けの「補発」SHB8 型機関なら行程はこれより 100mm 短い 320mm であったから、誠に杜撰な『仕様書』と言うしかない。機関出力の表示にワザワザ「佛馬力」を用いたり「HP」を用いたりしている点も仕様書としては同じく杜撰である。

正面図右上の注記は「吸鑄ヲ拔出ス場合ノ最小限度ノ高サ」、「吸鑄及接合棒ノ重量約 80 匁(一匁分)」、「発動筭蓋(弁共)ノ重量約 90 匁(一匁分)」である。因みに、この“吸鑄”や“発動筭”なる術語は正しく海軍のそれであり、陸軍ならそれぞれ“活塞”、“気筒”となるところである。

それでも、この『仕様書』には機関「材料ハ良質ノモノヲ精選シ鐵道省鐵工材規格一七六 C ニ準ジ試験済ノ上使用シ多年ノ経験ト熟練トニヨリ叮嚀ニ工作シ重要ナル滑動部ニハ白色合金ヲ裏付スル等總テ一等品トシテノ面目ヲ完備スルモノトス」などと鐵道省の顔色を窺うような、かつ、大して中身の無い文言が挿入されている。

燃料消費率については比重 0.90~0.95、発熱量 10,000kcal の重油を焚く場合、全負荷最小燃料消費率 190g/PS·h、 $\frac{3}{4}$ 負荷 196g/PS·h、 $\frac{1}{2}$ 負荷 225g/PS·h、但し試運転時 5%超過ヲ許容ス」とある。その試運転は車体艤装前に全負荷 4 時間連続運転、1 時間 10%過負荷運転、各種負荷率での運転、負荷急変性能試験が行われることとされていた。また、調速装置の性能は全負荷から無負荷及びその逆の切替えに際し回転数変動を「瞬時ニハ一〇%整定

後三%以内」に抑え得るものと規定されている。これらもまた恐らくは海軍における受領試験の流儀に倣った構えだったのであろう。

この主機について当時、三菱神戸造船所内燃機設計課長 稲生光吉は1932年12月22日、業務通信の中で間もなく鉄道省工作局長となる朝倉希一宛に「基本型を多少変更」するため「多少製作期日増加を要する」ものの、「何とか勉強して」「目下計畫を進め」ている云々と書き送り、24日には神戸造船所内燃機設計部長 市川茂三宛に同じく図面は「海軍ノモノ其儘御覽ニ入ルルハ如何カト存ス」としつつ、「八〇〇回轉ノ基本ナルヲ六〇〇回轉ニ変更方御要求アリシタメ Stroke ヲ増加スル必要アリ」とし、また「『頑強ニ』ト云フ御希望モアリ bed plate ナド変更スル予定ナリ」と認^{した}めている。更に、稲生は元機関、即ち三菱 SHB8 型が「当局ノ御懸念セラルル MAN 機関トハ異ルモノ」である点を強調すべきことをも進言していた。ここに云う「当局」とは勿論、MAN 嫌いの満鉄の謂いである。

稲生が語った原型機関、SHB8 型は1933年より海軍大形艦艇において発電補機として汎用された準高速ディーゼルである。その技術的背景については彼の部下であり当時の三菱神戸 4 サイクル準高速ディーゼル開発のリーダーでもあった、そして第Ⅰ部や第Ⅲ部前半で若干触れた海軍 25 号 2 型内火機械の設計者でもある造機設計部第二設計課(当時) 木村正彦(三菱→東京商船大学→神奈川大学→国士舘大学)の回想にこれを尋ねることが出来る²¹⁸。

木村に拠れば、海軍水上艦艇向け発電補機の競争的開発者として三菱神戸と川崎造船所とが指名され、三菱においては 31/32-8 型(HCD8 型、8-310×320mm, 670PS/600rpm.)が開発された。三菱は Vickers の 4 サイクルのライセンシーであったが、木村の 31/32-8 型においてはヴィッカーズ式の蓄圧式を退けて定行程逃し弁式ジャック・ポンプと自動弁との組合せが新規開発された。無論、これはズルツァ機関や新潟機関に採用されていた機構である²¹⁹。

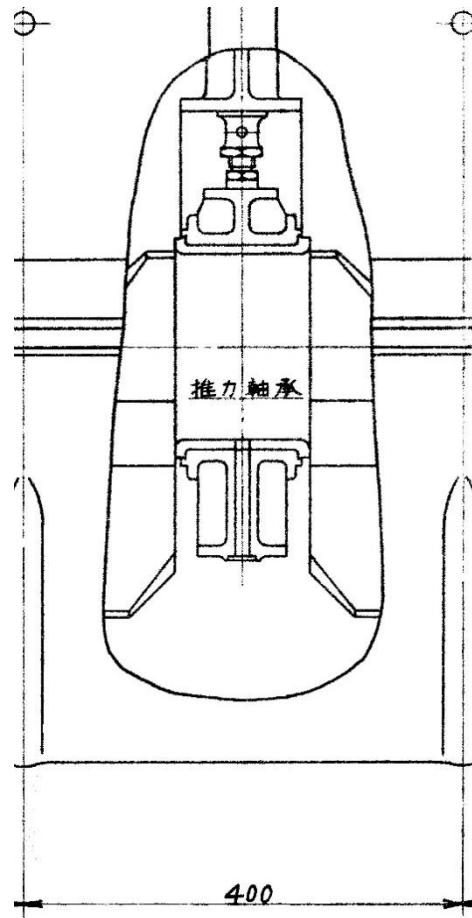
31/32-8 型は 2 弁式で吸気効率を高めるため吸気弁の直径は排気弁のそれより大きく設定された。気筒相互間の冷却水通路は複数の噴水管数本に依った。躯体は架構部とクランク室上半部とを鋼板と支柱ボルトを通す部分の住友製厚肉鋼管と鋳鋼製部材とから混成された熔接一体構造化し、ディーブ・スカートとしたことで台板は省略され鋼板製オイルパンが装備された。総じて、その架構には高い剛性が与えられており、本格的な溶接架構を有するディーゼル機関として HCD8 型は本邦初の作品でもあった。

下部主軸受冠は支柱ボルトで締め上げられた上、小ボルトで歪み無く固定された。上部主軸受冠は新潟 K8H 型機関と同様、架構の横梁との間をジャッキ・ボルト(押しネジ、2 本?)で下部主軸受冠に向けて下に突っ張らせ、位置決め・固定された。下部主軸受冠については図 III-7-8 を御覧頂きたい。

図 III-7-6 ジャッキボルトに依る基準主軸受上部主軸受冠の位置決め(SHB8 型)

²¹⁸ 以下、木村正彦「憶い出すままに」『神戸三菱内燃機五十三年史』所収、参照。

²¹⁹ 型式名の H は high speed を示す。稲生光吉「三菱神戸内燃機の歴史と郷愁」『神戸三菱内燃機五十三年史』8~18 頁の 14 頁、参照。



海軍関係図面と思われる当時の断片資料の側面図の一部(諧調反転)。

2 番主軸受を推力受を兼ねる基準主軸受としていたが発電機直結機関のためその構造は軽便であった。

この支柱ボルトは気筒蓋からクランク室上半部一体式架構を挟んで下部主軸受冠までを一体化させる役割を演ずるものではあった。しかし、架構とクランク室上半部とは初めから一体化させられていたから、ことクランク室に関する限り、それはガス圧の大部分を負担することによってクランク室壁面にガス圧由来の引張応力が作用するのを防ぐための予圧部材としての機能を演ずるモノであった。

開発過程においては川崎で開発中の機関が軽めに仕上がっているとの報せが入ったため、一旦組立てられた 31/32-8 型は分解され、クランク軸に中空加工が施されたり各部の駄肉削除が実施されたりした。後から中空加工したということは大した熱処理は施されておらず、材料もそれほど高級な鋼種ではなかったということであろう。また、稲生の指示に基き、吸排気弁カムの加速度低下による動弁機構からの騒音抑制も図られた。

再度組立てられた 31/32-8 型は昼夜一週間連続運転にも成功し、川崎機関を退けて 1930 年より海軍艦艇への制式採用が決定された。潤滑油消費量に格差が見られたことが勝敗の主たる要因であったとされており、木村は川崎機関における潤滑油消費過多は架構の剛性

不足に起因した現象と診立てている。

HCD8 型=31/32-8 型に続き、その行程を 60mm 延長し、6 筒化した 31/38-6 型(6G 型、6-310×380mm、675PS/630rpm.)が朝井美雄らによって開発された。24 号 6 型内火機械として制式化された本機においては吸入マッハ数を抑えるため 4 弁式が採用された。6 気筒化したことによりバランスも改善された²²⁰。

大和、武蔵の発電補機として採用された 34/37-8 型(8G 型、8-340×380mm、900PS/600rpm.)は神戸造船所潜水艦部機関設計課 森川(惣一?)技師の設計であったが、系譜的には 31/38-6 型の派生機種であると共に 31/32-8 型の後裔でもあった。34/37-8 型の油圧式ガバナは GM の製品を模したモノであったが、そのオイルシールの改善には木村自身が手を下してもいる。一方、31/32-8 型は三菱のみならず、図面の官給を通じて他社でも多数、製造された。

これに続く SHB 型は D.L.117 号開発計画を待っていたかのように 1933 年に開発された HCD8 型のボアダウン派生機種で、275×320mm のサイズを有し、5 気筒型(375PS/630rpm.)及び 8 気筒型(525PS/600rpm.、600PS/630rpm.)が小形潜水艦主機や洋上艦艇の 200kW~400kW 発電補機として多数整備された他、3、5、6 及び 8 気筒の 600rpm.発電機関 3、5、6、8G27.5/32 がラインナップされていた。HCD8 型の流れを汲む三菱神戸の海軍標準型発電補機は海軍各工廠や他社においても多数の製造実績が挙げられた²²¹。

また、6 気筒型の良好なバランスを活かして定格回転数を 870rpm.に上げた高出力タイプの SHB6 型は大分県の漁業取締船 隼丸等の主機としても実用され、これを 260mm にボアダウンすると共に定格回転数を 500rpm.に引下げた HBA 型は長崎県漁業取締船 海龍丸の主機(HBA6 : 6-260×320mm, 306 馬力/500rpm.)や三重県志摩郡北部漁業組合聯合の取締兼救難船 神鷹丸主機(HBA5 : 5 気筒, 250/500)として用いられた(図Ⅲ-7-7)²²²。

SHB 型機関の 6 気筒 400 馬力型は戦後、海上保安庁 240T 型巡視艇 12 隻の主機として 24 基製作されてもいる。しかし、三菱ヴィッカース機関と同様、三菱神戸オリジナルの 4 サイクル中速~準高速ディーゼルは民間漁船界にはほとんど進出し得なかった。それはその技術的高度さや高コストが忌避されたからに他ならない²²³。

²²⁰ 朝井美雄「数々の思い出」三菱重工業(株)神戸造船所『和田岬のあゆみ』(上)、1972 年、101~113 頁の 108 頁、参照。大戦末期、海軍は 2 サイクル複動機関から 4 サイクル単動機関への転換を余儀なくされた。24 号の制式化もかかる流れの一環であった。第 I 部「艦本式ディーゼル機関について」、参照。

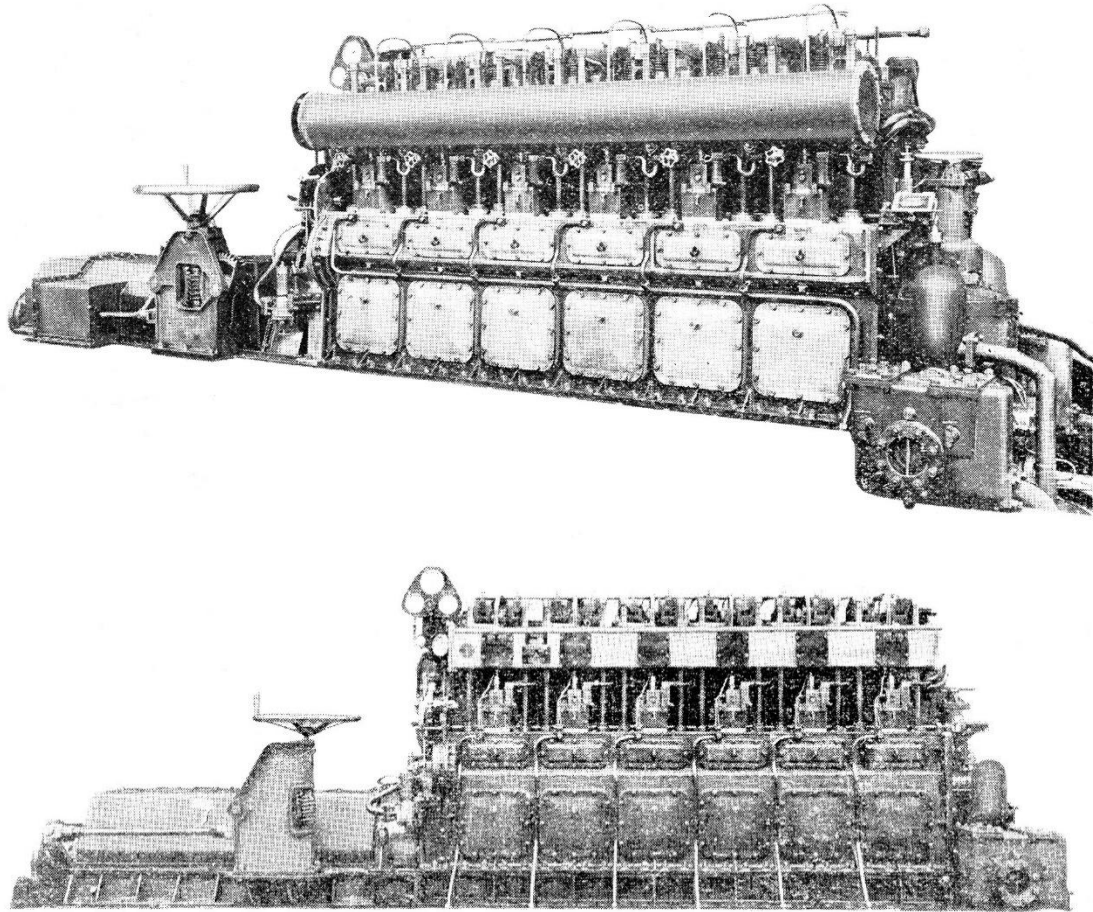
力学的には 4 サイクル直列 6 気筒機関においては 6 次の、同直列 8 気筒機関は 4 次の不平衡慣性力が残り、かつ、後者は前者の 80 倍位にはなる。かような高次振動は実用上、問題にならないが、その違いは確かに体感されたということであろう。古浜庄一他編『エンジンの事典』朝倉書店、342 頁、表 6.4、参照。

²²¹ 『神戸三菱内燃機五十三年史』285~286 頁、参照。SH は super high speed の略。発電用を含む 1934 年頃の三菱神戸 4 サイクル・ディーゼルのラインナップについては三菱重工業(株)『三菱神戸四サイクルディーゼル機関』(1934 年頃)、参照。

²²² 静岡県漁業取締船 天城丸の主機も SHB6 型であった。三菱造船(株)『増訂 新時代の漁船と漁船用三菱ディーゼル機関』(モーターシップ抜刷)、1933 年、3~5、14~17 頁、参照。

²²³ モーターシップ雑誌社編『昭和八年版 漁船建造必携』1933 年、には三菱ヴィッカース

図Ⅲ-7-7 隼丸主機 SHB6 型(600PS/870rpm.)と海龍丸主機 HBA6 型(306PS/500rpm.)



『増訂 新時代の漁船と漁船用三菱ディーゼル機関』5、17 頁、より。

かような流れを一通り踏まえれば、SRB8 型の開発に際し、原型 SHB8 の 800rpm.を 600rpm.にダウンさせるためストロークを 100mm アップ云々という稲生の弁はやや舌足らずで、ヨリ正確には……SHB6 型の実績をベースとすれば SHB8 型を 600PS/630rpm.から 750PS まで追い込むことはその定格回転数を 800rpm.程度に引上げれば可能となる。しかし、満鉄側は 8 気筒でそこまで高速化させるという初期の提案を嫌った。このため、対策としてストローク・アップにより定格回転数を満鉄が求める 600rpm.に抑えつつ 750PS/を

機関装備漁船の数例が紹介されている。朝井美雄「数々の思い出」111 頁、吉田良直「ディーゼルざんげ」三菱重工業㈱神戸造船所『和田岬のあゆみ』(下)、1973 年、403~416 頁の 406 頁、参照。なお、徹頭徹尾、新潟史観に基づいて執筆された日本船用発動機史『日本漁船発動機史』1959 年、93~94 頁の記述は海軍補発系三菱神戸 4 サイクル機関に係わる事蹟を閑却する一方、三菱ヴィッカーズ機関のみを槍玉に挙げた不十分な内容となっている。少なくとも SHB6 型や HBA 型が線香花火に終わったことは事実には違いないが…
…。

捻り出させるよう排気量増大を図った代替案を用意する必要がある……との謂いであったように思われる。

なお、1934 年頃の三菱神戸 4 サイクル・ディーゼルのラインナップを見るに、275×420mm のサイズを有する同系機関は船用主機としては 3P 27.5/42 : 180HP、5P 27.5/42 : 300HP、6P 27.5/42 : 360HP、8P 27.5/42 : 450HP、定格回転数各 375rpm.が、発電用としては 3G 27.5/42 : 180HP、5G 27.5/42 : 300HP、6G 27.5/42 : 360HP、8G 27.5/42 : 450HP の 4 機種、何れも定格回転数 375 ないし 400rpm.がその名を連ねていた。

同年の三菱重工業成立(三菱造船と三菱航空機との合併)と符節を合せるかのように機関称号体系が変更されると共に PS が HP に切換えられている点は興味深いが、製品リストには SHB 型に対応する車両用 5, 6, 8T 27.5/32 型の名こそ掲げられているものの、残念ながら SRB8 型に当る 8P 27.5/42 なる機種名は見当たらない。そこからは SRB8 型が単なる満鉄へのアイデア提示のための机上案に終わらした状況が窺われる²²⁴。

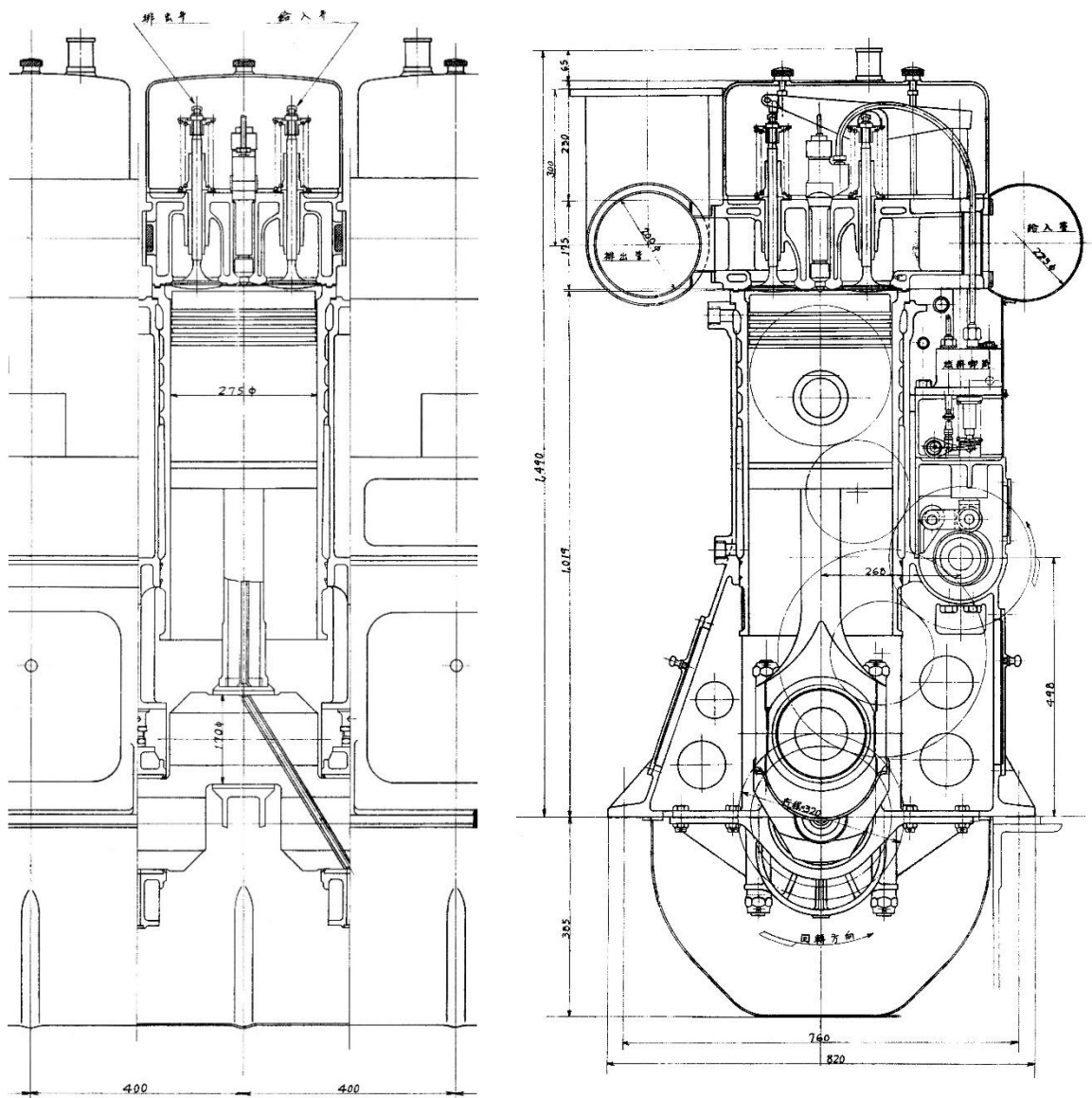
図Ⅲ-7-8 にその SHB8 型の図を示す。元図は恐らく海軍補発に係わる図面であり、その素性が記入されていた部分は切除されている。左図には“排出弁”、“給入弁”なる書込みがなされている。しかし、4 弁式故、普通の設計なら横断面図に見られる通り、排気弁は排気管側に、吸気弁は吸気管に並列していたワケであり、何とも曰くありげな書込みではあるが、その謎は間もなく解かれるであろう。

ストローク・アップに関して付言すれば、三菱神戸造船は SHB8 型に先立ち、1932 年にポンプ駆動用機関として 4G 27.5/42 型(4-275×420mm、250PS/600rpm.)なる機種を開発した実績を有していたから、8 気筒機関における 100mm ストローク・アップや台板構造の採用に関して全く不安は無かったものと想われる²²⁵。

図Ⅲ-7-8 ハンガー主軸受を有する SHB8 型機関

²²⁴ 前掲『三菱神戸四サイクルディーゼル機関』8~9、11、12 頁、参照。

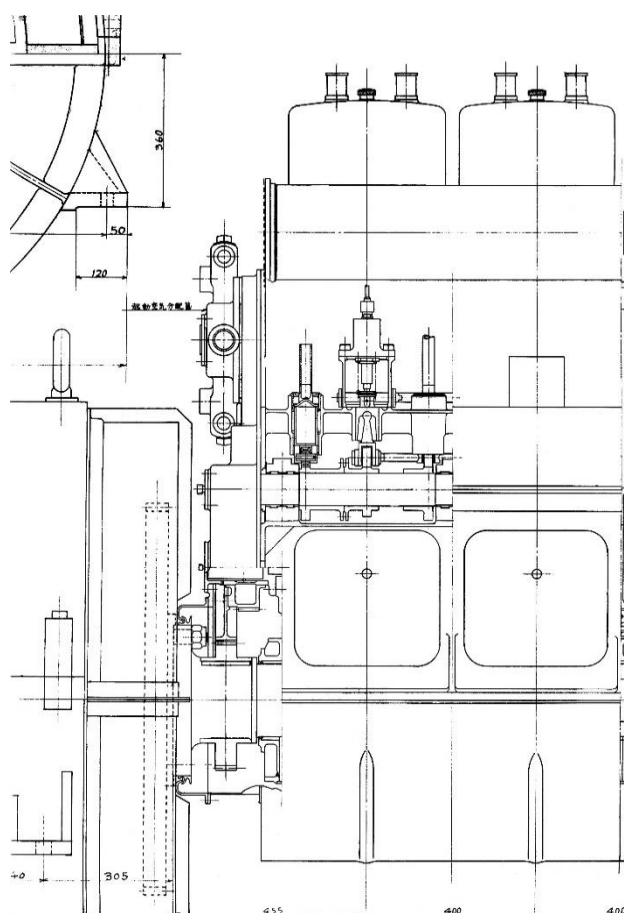
²²⁵ 『神戸三菱内燃機五十三年史』289 頁、参照。



同時代断片資料より(1/5 青焼き図面、諧調反転)。

SHB8 型機関 8 番気筒におけるカム軸、吸排気カム、噴射ポンプの装備状況は図Ⅲ-7-9 の通りである。

図Ⅲ-7-9 SHB8 型機関 8 番気筒における噴射ポンプ装備状況

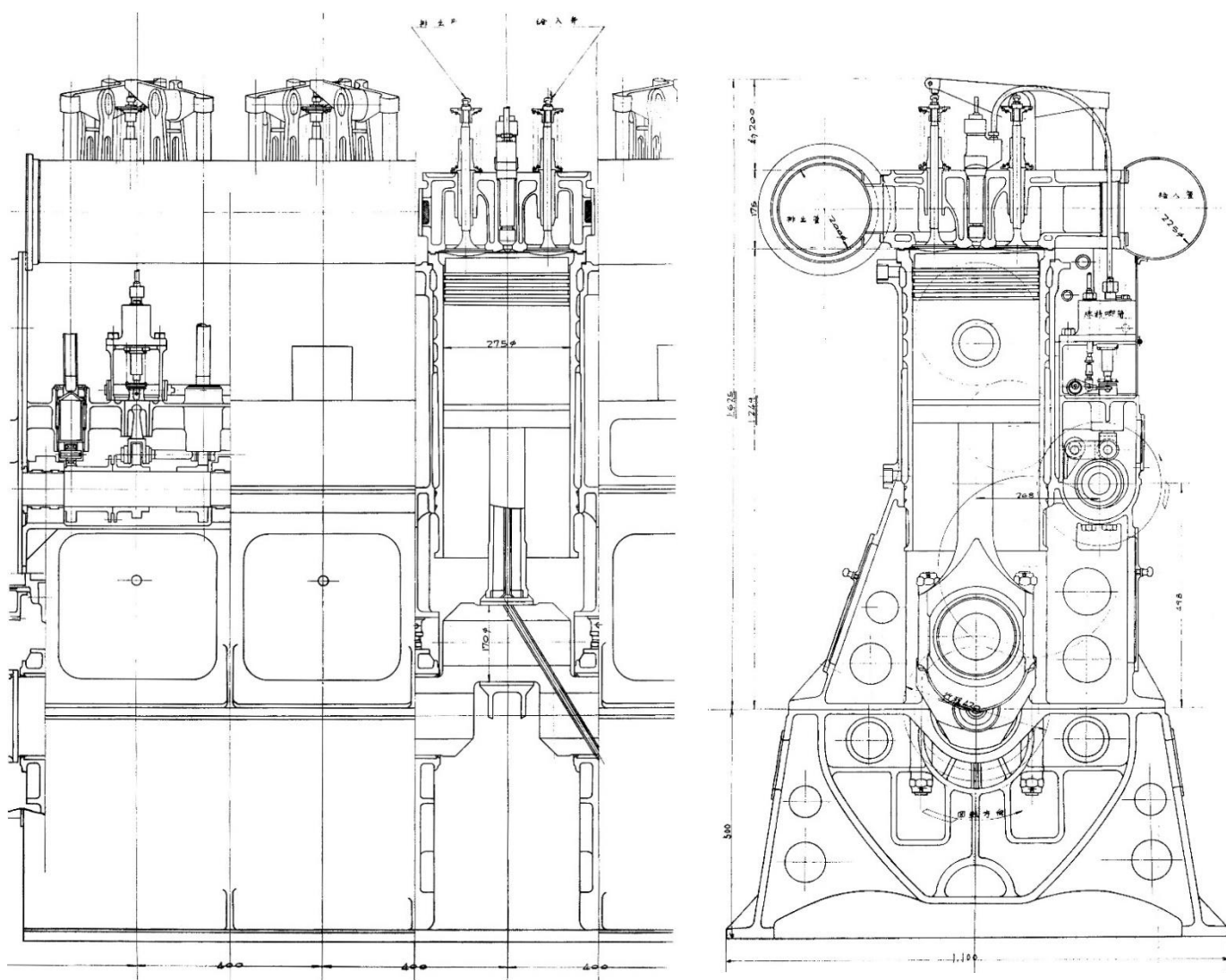


同上。

なお、次に図Ⅲ-7-10 として掲げられる SRB8 型の図は嘘八百であり、「行程 420」などとマコトシヤカに記入されているものの、図面自体の寸法は 320mm(の 1/3)のままである。恐らく、このサイズ、この台板仕様の既成型式が存在したのであろう。鉄道業界でかような手抜きが罷り通っていたのか否か、果してこの手抜きが満鉄の心証を害したのか否かについてはしかし、当方、知る由もない。

注目されるべきは、図Ⅲ-7-10 側面図からは本機に“Y”字型のロッカーアームが採用されていた事実を知ることが出来る点である。そしてもし、動弁機構と弁の配列がこの側面図の通りであったのなら、弁は斜に、即ち 4 弁配置の対角線の 1 本がクランク軸と平行になるように配置されていたことになる。これはシンプルながら非常に変わった設計である。もっとも、そうであるとすれば、図Ⅲ-7-8、図Ⅲ-7-10 の縦断面図への“排出弁”、“給入弁”なる書込みの真意も了解可能となるということになる。なお、この場合、吸排気各 2 弁相互の揚程には当然ながら若干の相違を伴う格好になった筈であるが、それによる吸排気効率への悪影響といった現象は無視出来る程度であったろう。

図Ⅲ-7-10 台板構造を有する SRB8 型機関(とされたモノ)



当時の断片資料の一部(諧調反転)。

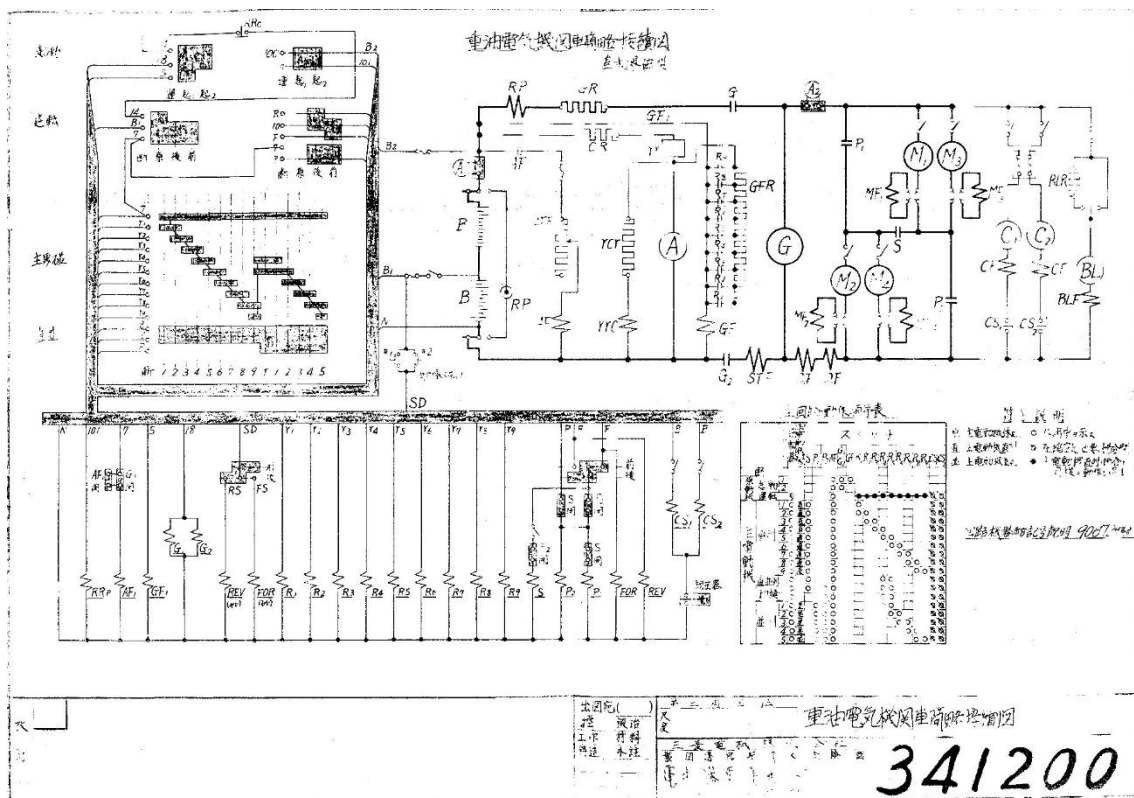
機関関係の予備品はピストンリング 1 気筒分、接合棒上下軸^{うけ}承 1 気筒分、同軸受冠ボルト・ナット 1 気筒分、主軸承裏金 1 軸承分、「全 右 螺釘及母螺」(=同ボルト・ナット)1 軸承分、燃料噴射弁完備品 4 組、吸排気弁及び同バネ 4 組、起動空気弁及び同バネ 2 組、燃料噴射ポンプの弁・バネ・プランジャ・バレル 1 台分、前記以外のバネ各 1 個ずつ、主要部ボルト・ナット、若干、濾器の濾網各種 1 個ずつ、となっている。

もともと、図Ⅲ-7-8 に見る通り、原型の SHB8 型機関においてこそ下部主軸受冠の取り付けは支柱ボルトを主役とし、歪みを防ぐ為、左右に各 4 本のボルトを配する構造となっていたが、新潟 K8H 型機関と同様の台板構造を採る SRB8 型においては図Ⅲ-7-10 に見られる通り下部主軸受冠という部品は件の小ボルトと共に存在せず、そこに見えるのは架構と台板とを結合する支柱ボルトのみとなっていた。従って、主軸受回りに残るのは上部主軸受冠のジャッキボルトか支柱ボルトそのものということになるが、それらの交換を要する

ようなケースは些か考え辛い。従って、ここも SHB8 型に係わる文言を単にスライドさせた編集の杜撰さが疑われて然るべき処である。

最後に、D.L.117 号の動力制御方式は主発電機界磁回路に挿入される直列抵抗を増減する差動(働)界磁制御方式(図Ⅲ-7-11)、駆動は吊掛け式、基礎ブレーキは三菱 Westinghouse 14EL 型となっていた。何れもジキイ 500 型と同じようなモノであり、制輪子は動輪のみに「抱合セ式」を装備。その制動率(制輪子圧力/軸重)は約 80%。手動制動機は片側台車のみに取付けられ、その制動率は 50%という案であった。

図Ⅲ-7-11 D.L. 117 号のツナギ図(三菱電機)



三菱造船(株) 神戸造船所『仕様書』より(諸調反転)。

三菱神戸造船 D.L.117 号は 106t 級と無駄に重いジキイ 500 型より 21t も軽量な機関車であり、その軽量性は単に片側運転台式であることのみに由来するにでは際立ち過ぎていた。しかも、満鉄が許容軸重 15t を押し付けたのであるから如何ともし様は無いが、A₁A + A₁A 案から目障りな遊動車軸を撤去すれば次に見るデセ型機関車 No.2000 とほぼ同じ牽引性能を有する機関車となる筈であった。その主機は海軍艦艇の主機・補機として信頼性が証明されつつある機関であった。この D.L.117 号がペーパー・プランに終わった理由については発端として与えられた軸重制限値の由来と共に不明とせざるを得ない。

4) 戦後の三菱神戸造船所における軽量中・高速ディーゼルのラインナップ

最後に、復興期の三菱重工業(中日本重工業)神戸造船所が擁した軽量中・高速ディーゼル機関のラインナップと改良プランを掲げておこう。何れも機関車用としてはメジャー化し得なかったエンジンたちである。

表Ⅲ-3-1 復興期の中日本重工業㈱における軽量中・高速ディーゼル機関

型式	Z	D×S mm	BHP/rpm.	Pe kg/cm ²	V m/s	過給	kg	kg/BHP	製造数
6G ^{27.5/32}	6	275×320	400/600	5.24	6.4	-	7300	18.3	23
〃	〃	〃	600/870 Al piston	5.42	9.28	-	7100	11.8	
8G ^{27.5/32}	8	〃	550/600	〃	6.4	-	9300	16.9	14
6G ^{31/32}	6	310×320	525/600	5.43	〃	-	10200	19.4	12
8G 〃	8	〃	680/600	5.27	〃	-	12600	18.5	13
6G ^{31/34}	6	310×340	600/630	5.56	7.15	-	9850	16.7	33
8G 〃	8	〃	800/630	〃	〃	-	?	?	-
6G ^{31/38}	6	310×380	675/630	5.60	7.98	-	10800	16.0	98
8G 〃	8	〃	900/630	〃	〃	-	?	?	-
6G ^{34/37}	6	340×370	675/600	5.03	7.4	-	?	?	-
8G 〃	8	〃	900/600	〃	〃	-	18400	20.4	16
Total 189 Sets									
上記機関ヲ铸铁ピストンの儘過給セル時 (^{31/38} 以上ハ機関大ニ過ギルヲ以テ除ク ^{31/34} ハ ^{31/34} ノ方ヲ生カス)									
6G ^{27.5/32} ①	6	275×320	650/650	7.9	6.9	T	7500	11.5	-
8G 〃	8	〃	850/650	7.75	〃	〃	9500	11.2	-
6G ^{31/34}	6	310×340	850/630	7.89	7.15	〃	10150	11.95	-
8G 〃		〃	1100/630	7.65	〃	〃	-	-	-
Al ピストン ニシテ更ニ回転ヲ上昇サセルト									
6G ^{27.5/32} ②	6	275×320	800/800	7.85	8.53	T	7300	9.13	-
8G 〃	8	〃	1000/800	7.35	〃	〃	9300	9.5	-
6G ^{31/34} ③	6	310×340	1000/750	7.79	8.5	〃	9900	9.9	-
8G 〃④	8	〃	1300/750	7.6	〃	〃	13000	10.0	-
神船基準 (上記①~④ヲ取ル)									
6G ^{27.5/32}	6	275×320	660/650	7.9	6.9	T	7500	11.5	-
〃		〃	800/800	7.85	8.53	〃	7300	11.6	-
6G ^{31/34}	6	310×340	1000/750	7.79	8.5	〃	9900	9.9	-
8G 〃	8	〃	13000/750	7.60	〃	〃	13000	10.0	-
直列 6, 8, 9 及 V 12, 16 標準機関									

6G26/31	6	260×310	700/820	7.8	8.5	T	-	~9.5	-
8G //	8	〃	900/820	7.5	〃	〃	-	〃	-
9G //	9	〃	1050/820	7.79	〃	〃	-	〃	-
12GV ²⁶ / ₃₁	12	〃	1400/820	7.78	〃	〃	-	~9.0	-
16GV //	16	〃	1800/820	7.5	〃	〃	-	〃	-

吉田良直「車輛用ディーゼル機関並びにシンクレア流体継手について」日本機械学会『ディーゼル電気機関車に関する座談會 資料』1951年3月、所収、より。

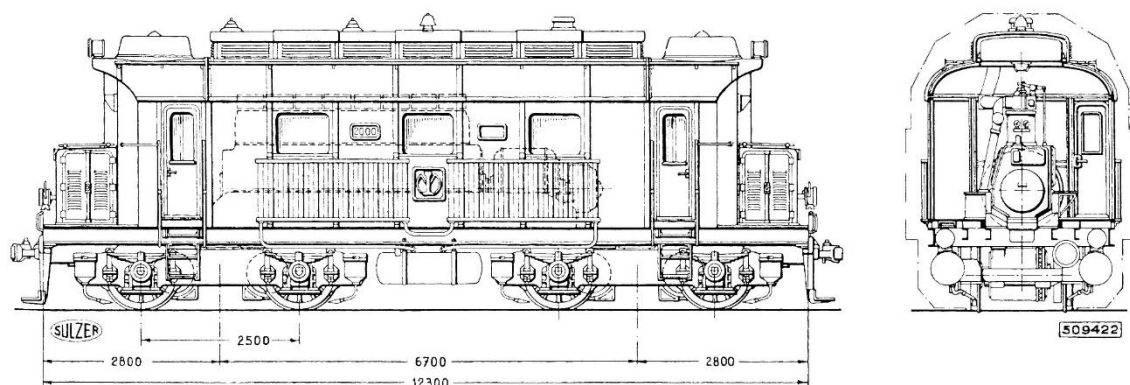
補論：Sulzer 勢：デセ型ディーゼル機関車 No.2000 及びジハ 1 型ディーゼル動車

1) デセ型 No.2000 電気式ディーゼル機関車

以下においては満鉄ジキイ 500 型とジテ 1 型の先駆けであるばかりでなく、満鉄ディーゼル車両や新潟鐵工所の初期鉄道車両用ディーゼル機関に影響を与えたズルツァ機関装備車両 2 つ、即ちデセ型ディーゼル機関車 No.2000 並びにジハ 1 型ディーゼル動車に関して若干の紹介を試みる。

先ず、ズルツァ 750 馬力機関搭載の満鉄デセ型機関車 No.2000(B-B, 80t : ジキイ型 No.2000 →ジキイ型 No.1)について。図Ⅲ-補-1 にその概要を示す。製造は 1930 年末で就役開始は 1931 年。メーカーはズルツァ自身、電機部品は Ateliers de Construction, Oelicon の製作であった²²⁶。

図Ⅲ-補-1 デセ型 No.2000 電気式ディーゼル機関車



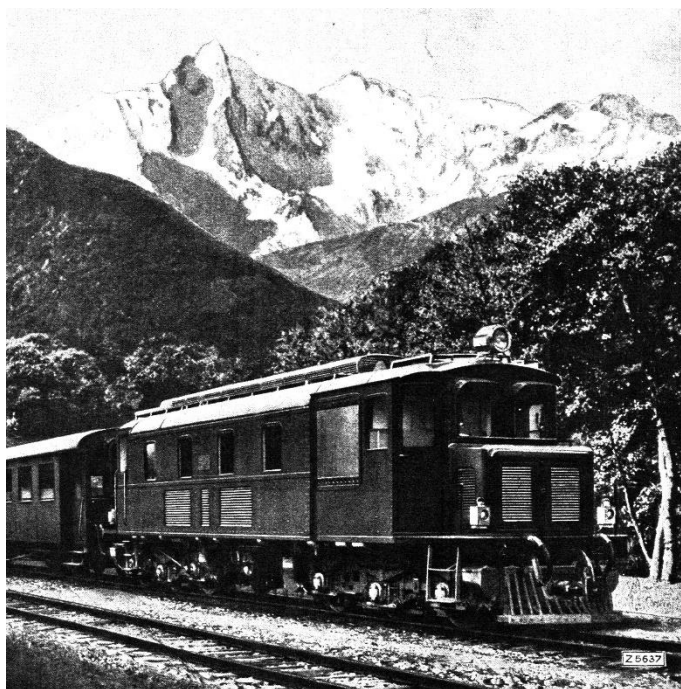
Sulzer Brothers Ltd., *Special Number of the Technical Review No.1B*. p.21 Fig.22.

本機の主要寸法は図示の通りで、動輪径は 1,120mm であった。機関車重量、即ち粘着重量は小さく、運転整備状態で 80t であった。しかも、これを稼ぐため、車体は敢えて機関出力とは不相応に重く造られていた。起動牽引力は 16.2t($\mu=0.20$)、20km/h におけるそれは 7.5t であった。これを牽引列車重量として見れば、平坦線において 1800t@24km/h となった。本機は列車最大運転速度 40km/h、単機最大運転速度 60km/h と、確かに鈍足ではあったが、通過可能最小曲線半径は 70m と小さかったから起動牽引力の大きさと相俟って入換作業には好適な機関車に仕上げられていた。

なお、本機は北アフリカ、アジア、南アメリカを主たる市場とする一連の同社標準品の一つであり、線路規格の低い鉄道向けには同工の C₀-C₀ 型の軸配置を有する 450 馬力型機関車が系列化されていた(図Ⅲ-補-2)。

²²⁶ 以下、cf., Sulzer Brothers Ltd., *Special Number of the Technical Review No.1B*.
Dedicated to Participants in the International Railway Congress at Cairo, 1933, pp.19~23.

図Ⅲ-補-2 ズルツァ標準型 450 馬力電気式ディーゼル機関車(タイ国国鉄向け)

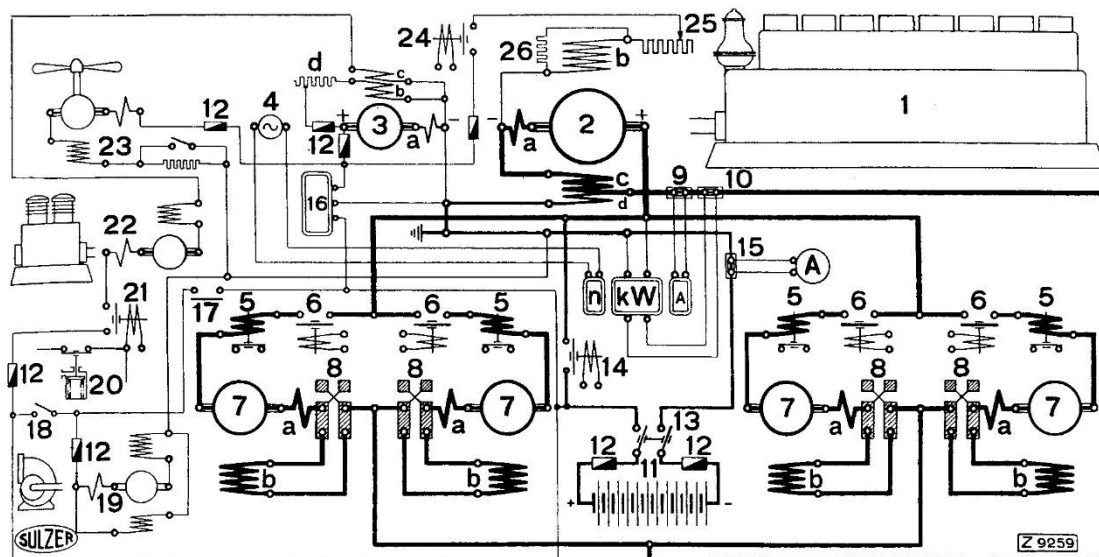


Sulzer Brothers Ltd., *Special Number of the Technical Review No.1B*. 1933, Cover.

ズルツァ 8LV31 型予焼室燃式機関(8L-310×370mm 前掲図Ⅲ-2-6)の連続定格出力は 750BHP/620rpm.、640BHP/530rpm.、530BHP/440rpm.であった。当時、標準化されていた機関車用ズルツァ 4 サイクル無気噴射予燃焼室式機関は 6 気筒 1 ブロックないし 8 気筒 2 ブロック(4+4)の気筒構造を有し、架構は鋳鋼、連桿は CrNi 鋼、ピストンは Al 合金製で機関、とりわけ主運動部の軽量化には意が用いられていた。噴射ポンプは各気筒独立型。機関と主発電機とは鋼板とチャンネル材で構成された共通台床上に固定され、機関車の台枠に結合された。主発電機は励磁機を兼ねる補助発電機によって励磁された。主電動機は直巻・自己通風型で駆動は吊掛式。蓄電池としてはエジソンによって 1900 年に発明されたニッケル鉄電池(400A-h)が用いられており、サーチライトを点灯させる機能が付与されていた(図Ⅲ-補-3)。

運転操作は単純化されており、燃料供給や潤滑、冷却は自動的になされたため、この種の機関車の運転は機関士のみで足りた。運転室は機関の放熱器と電気床暖房によって暖められるように配慮されていた。ブレーキはウェスチングハウス自動、同・非自動及び手動ブレーキの 3 系統が備えられていた。

図Ⅲ-補-3 デセ型 No.2000 電気式ディーゼル機関車のツナギ図



- | | | |
|--------------------------------|------------------------------|---|
| 1 Diesel engine | 6 Motor contactors | 17 Interlocking device on battery charging contactor, automatically switched in when auxiliary generator in service |
| 2 Main generator | 7 Traction motor | 18 Switch for cooling-water pump |
| a) Auxiliary pole winding | a) Auxiliary pole winding | 19 Motor for cooling-water pump |
| b) Exciting winding | b) Field winding | 20 Pressure regulator for brake compressor |
| c) Differential winding | 8 Reverser | 21 Contactor for compressor motor |
| c + d) Starting winding | 9 Ammeter shunt | 22 Motor for brake compressor |
| 3 Auxiliary generator | 10 Wattmeter shunt | 23 Motor for cooler fan and speed regulating switch |
| a) Auxiliary pole winding | 11 Storage battery | 24 Contactor for generator excitation |
| b) Exciting winding | 12 Fuse | 25 Generator field regulating resistance |
| c) Compressor compound winding | 13 Battery switch | 26 Generator field protecting resistance |
| d) Field regulating resistance | 14 Starting contactor | |
| 4 Tachometer dynamo | 15 Shunt for battery ammeter | |
| 5 Maximum current relay | 16 Battery charging device | |

ditto., p.21 Fig.23.

デセ No.2000 は大連港における入換えや本線上での混合列車牽引に充当されて大過無くその務めを果し、上述の通り機関と共にジッキ 500 型の開発に直接的誘因を与えた。

2) ジハ 1 型電気式ディーゼル動車

次に、1931 年に満鉄沙河口工場で 2 両製造されし、その好成績がジテ開発の誘因ともなった満鉄ジハ 1 型電気式ディーゼル動車についてその概要を紹介する²²⁷。

本型式はズルツァ 250 馬力機関を床上装備して直流発電を行い、2 つの主電動機を駆動し、付随車 1 両を牽引する電気式ディーゼル動車である。但し、ツナギ図(図Ⅲ-補-10)から明らかなように両側運転台(第 1、第 2 機関士室)付きでありジャンパ連結器らしきモノも見当たらないから随車側には制御機構が装備されていなかったことになる。

図Ⅲ-補-4 ジハ 1(2 号機)

²²⁷ 以下、輸送課「ジハ 1 型」奉天鐵道局輸送課『驀進』1940 年 11 月、参照。

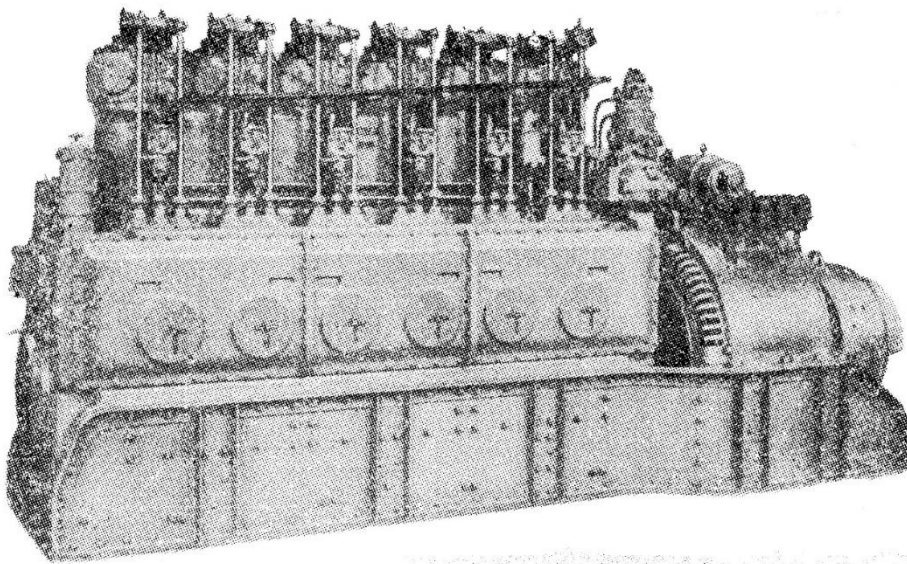


<http://www.derbysulzers.com/manchuria.html>

主要諸元は寸法関係が動車固定軸距 2,500mm、台車中心間距離 11,100mm、最大長さ 17,912mm、最大高さ 4,539mm、最大幅 3,232mm、動輪径 1,040mm、連結器中進間距離 17,756mm。動力関係は機関連続最大出力 250 馬力、主発電機出力 170kW、励磁機 150V、11kW、主電動機 1 時間定格 96.5 馬力×2、であった。

主機はズルツァ 6LV22(満鉄呼称 EH250S?)型、予燃焼室式、6L-220×230mm(52.46ℓ)、過負荷出力 285 馬力、全負荷出力 250 馬力/775rpm.、減少出力 210 馬力/650rpm.及び 170 馬力/530rpm.、圧縮圧力 40kg/cm²、着火順序 1-5-3-6-2-4。

図Ⅲ-補-5 ズルツァ 6LV22 型機関



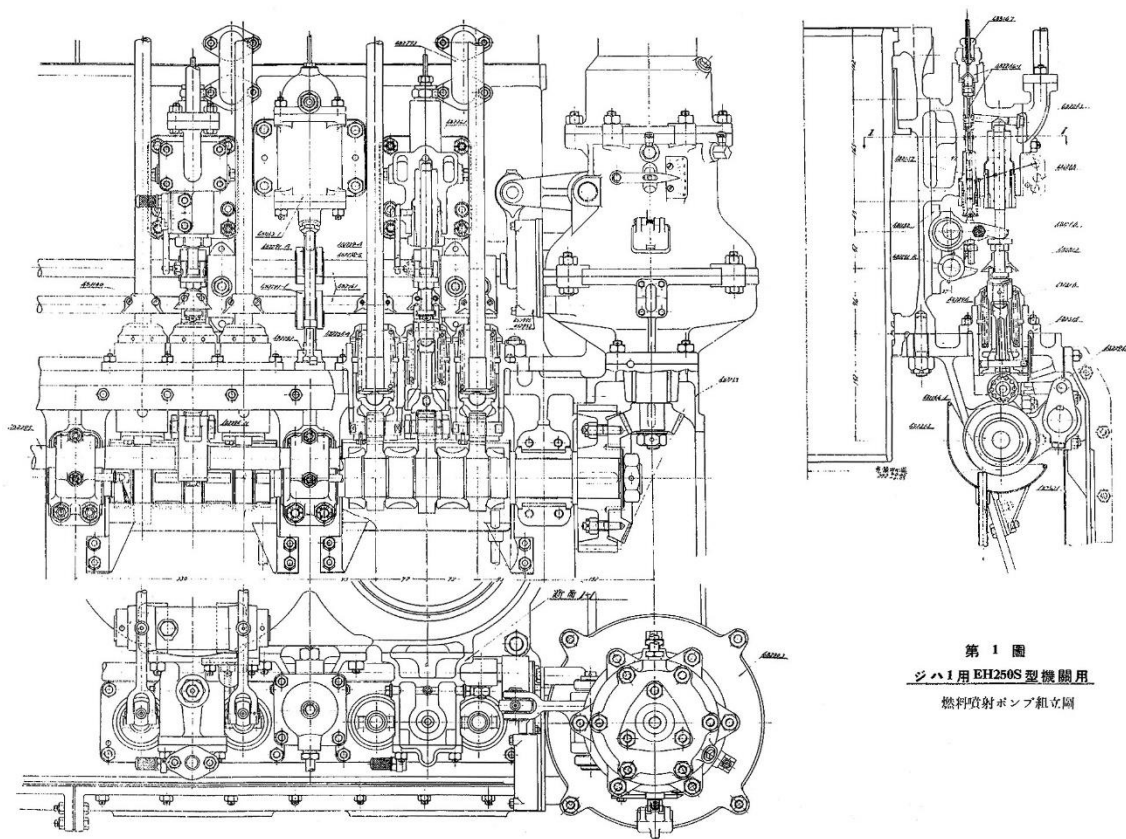
永井「車輛用機関」429 頁、第 107 圖。

潤滑はクランク軸、発電機軸、カム軸、カム軸駆動系はクランク軸駆動の歯車ポンプによる強圧注油、カムはオイルバス潤滑であった。潤滑油圧のインジケータ(白旗、赤旗)と共に潤

滑油濾過器の目詰まりを感知するため、油ポンプ吸い込側には真空計が設けられていた。また、始動補助用に手動油ポンプが併設されていた。

噴射ポンプは各気筒独立型・定行程・逃し弁式で吸排気弁と共に 1 本のカム軸によって作動せしめられた。燃料噴射圧は 135 kg/cm^2 、予燃焼室は中央直立配置で噴孔数 12、噴孔径 4.3ϕ 。

図Ⅲ-補-6 ジハ 1 用 EH250S 型機関用燃料噴射ポンプ

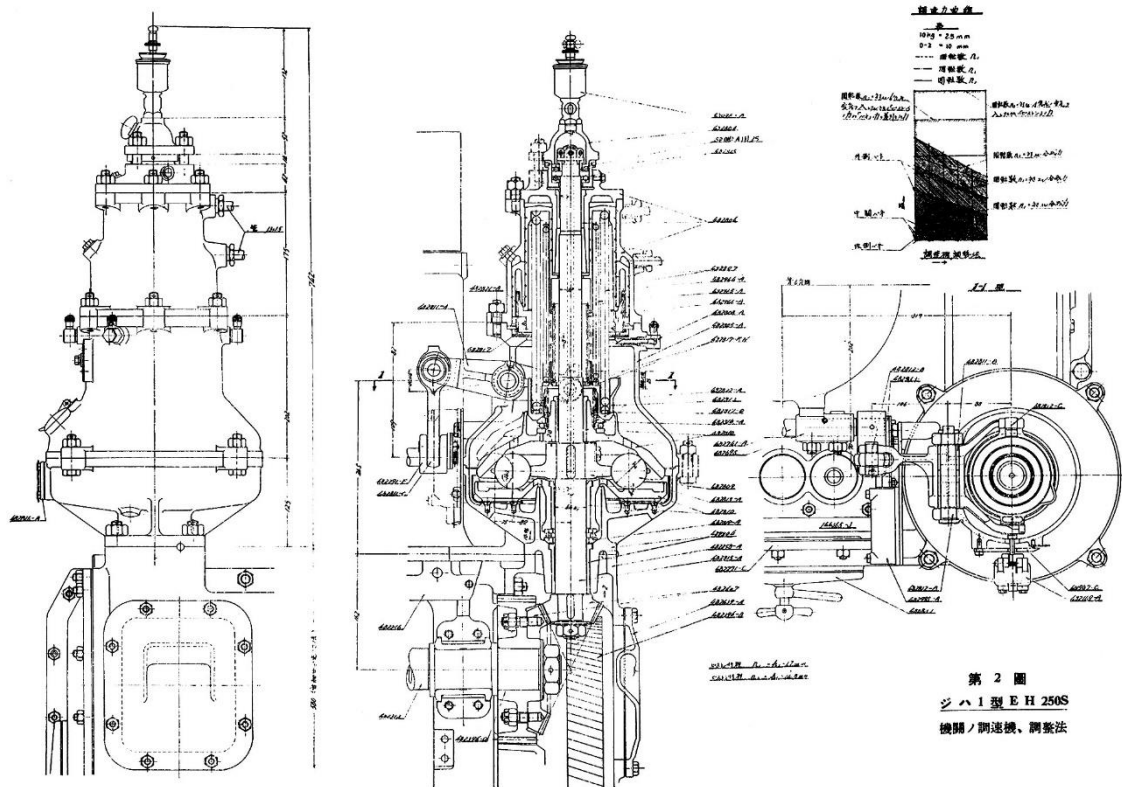


輸送課「ジハ 1 重油動車説明書」奉天鐵道局輸送課『驀進』第 5 巻第 8 号、第 1 圖。

機関回転数は最高 775、中間 650、最低 530rpm. の 3 段階に設定されるようになっていた。設定された回転数への調速は噴射量制御によって行われた。設定回転数に応じて調速機上部のバネは空圧ピストンで圧され、このバネ圧と錘に働く遠心力とが均衡する処までレバーにより噴射ポンプのレイシャフトが旋回せしめられ、これによってポンプ逃し弁啓開時期、従って燃料噴射量が変更された(図Ⅲ-補-7)。

これらの制御は電磁空圧方式であり、回転数制御は内外 2 つのピストンを有する空圧式の噴射時期加減器(図Ⅲ-補-8 左、サーボモータ)により噴射ポンプのタペット・ローラを出し入れする噴射時期変更の形で行われた。

図Ⅲ-補-7 ジハ 1 用 EH250S 機関の調速機



同上、第 2 圖。

図Ⅲ-補-8 ジハ 1 の制御機器(サーボモータ)

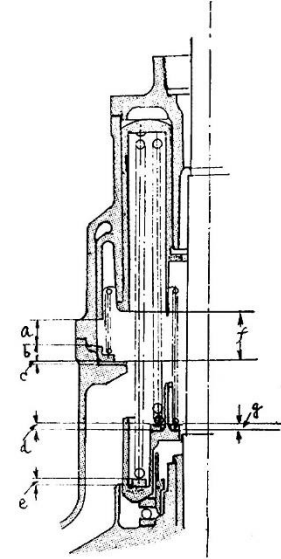
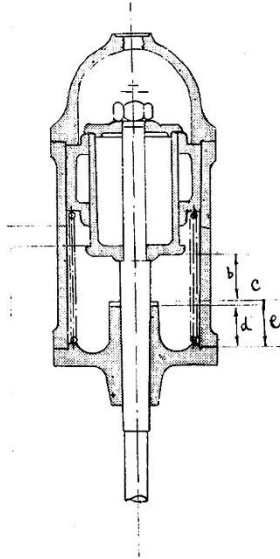
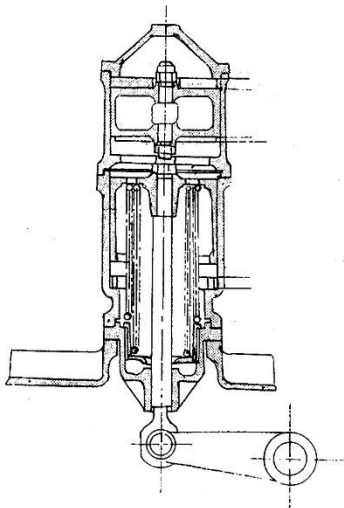
第 3 圖

弁 調 整 表 附 圖 (重油油車)

燃料噴射時期加減裝置

機 關 停 止 裝 置

調 速 器



氣筒番號	孔 a	孔 b	孔 c
15123-15128	4	1	6
15129-15134	4	2	6

孔 a	孔 b	孔 c	孔 d	孔 e
155	216	35	26.1	296
155	25.1	0	265	265

孔 a	孔 b	孔 c	孔 d	孔 e	孔 f	孔 g
185	7	21	0	7	348	18.4
184	69	2	0	5	35	11.9

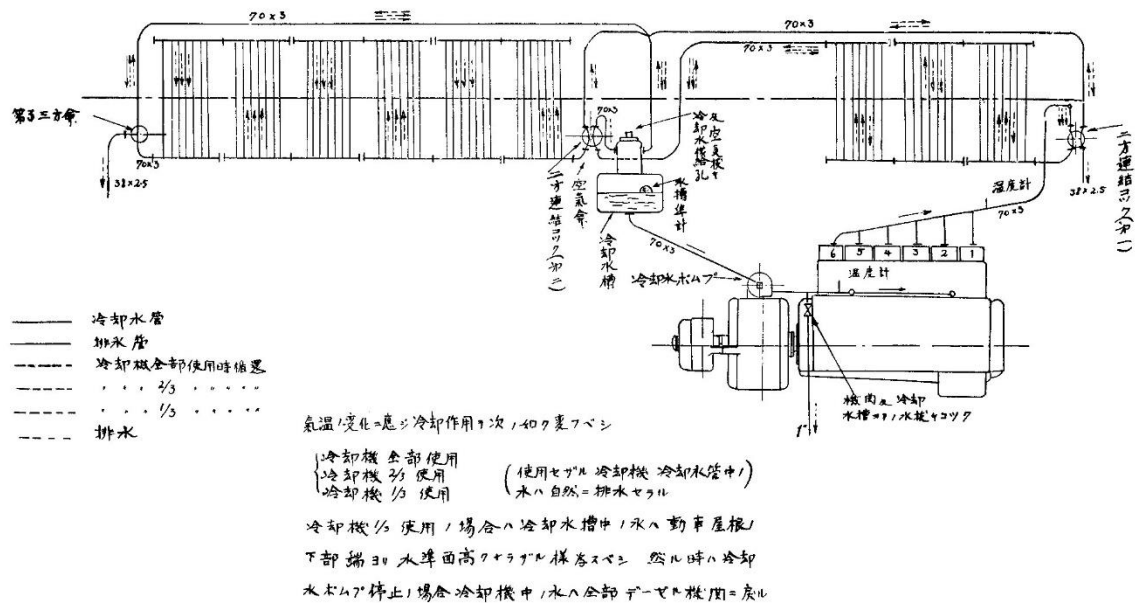
同上、第 3 圖。

冷却水循環系統は放熱器を $\frac{3}{3}$ 、 $\frac{2}{3}$ 、 $\frac{1}{3}$ 用いる 3 段階切替え式であつた。約 400ℓの容量を有する冷却水槽は屋上に設置されていた。また、屋上には 225ℓ入りの燃料油槽も設けられていた。燃料油槽にも燃料濾過器が付設されていた。

図Ⅲ-補-9 ジハ 1 の冷却水循環系統

第 4 圖

重油動車冷却水循環圖



同上、第 4 圖。

電気系統に目を遣れば、主発電機は直流直励分巻他励磁型でその定格を拾えば、次の通りであつた。

表Ⅲ-補-1 主発電機の定格

	出 力 kW	電 流 A	電 圧 V	回転速度 rpm.
連続定格	160	406	395	775
1 時間定格	158	554	285	775
最大定格	170	850	200	775
1 時間定格における最大電圧 775rpm.に於て 600V				
最高電圧 750V				

励磁機は直流複巻自励型、11kW、150V(一定)、625~775rpm.。

主電動機 2 基は直流直巻補極付き、自力通風型。定格は以下の通りであつた。

表Ⅲ-補-2 主電動機の定格

	出 力 kW	電 流 A	電 圧 V	回転数 rpm.
連続定格	73	203	395	960
1 時間定格	71	277	285	650
最大電圧 750				

小括

第Ⅲ部においてはディーゼル機関車を中心として満鉄ならびに鉄道省の内燃車両とそれに用いられた中速・準高速ディーゼル機関群について取上げた。それは本邦鉄道機関車用ディーゼル機関の濫觴に光を当てると共に、陸船用機関と機関車用機関との技術史的連関を海軍補発系ディーゼルに係わる可能性に終った事蹟をも含めつつ明らかにする試みであった。資料的制約故に解明され得た事実は決して多くはないが、拙論が呼び水となってとりわけ満鉄内燃車両に係わる埋もれた資料に光が当てられることを期待して止まない。

そもそも、鉄道電化や船用補機電動化、産業機械や大形建設機械、通常型潜水艦の動力プラントの歴史に示唆されているように、輸送用機器・重機械・兵器における電化は急速発停や逆転までをカバーする速度制御面における優れた能力を早い時期から発揮した直流方式を以て始まっている。事業発電用における最も重要な原動機は一貫して蒸気原動機であるが、輸送用機器における自立電源供給用原動機の柱はある時期以降、ディーゼル機関となって今日に至っている。換言すれば、ディーゼル・エレクトリック方式は広範かつ重厚な産業技術的バックグラウンドを有していたワケであり、ディーゼル機関車の動力伝達系に係わる液体式か電気式かの選択はかかる社会的背景の下でしか云々され得ない問題であった²²⁸。

本邦鉄道機関車用ディーゼル機関創製の過程はまた、大形高速ディーゼル機関の技術形成における対抗的 2 大潮流、即ち大きなエンジンを小さくして行くアプローチと小さなエンジンを大きくして行くアプローチの内、前者に属するものであり、そのアクセス性の良さへの報いとして設計の冗長性が結果されがちになるという陥穽を逃れ難い荊の登坂路の一合目であった。戦後、わが国鉄においては機関の過重量を動力伝達系に吸収させるという下心故に液体式への強いバイアスが観察されたが、これは子飼いの国鉄制式機関を金科玉条的規範として墨守するという確信犯的行動原理の表現形態に他ならない²²⁹。

²²⁸ この背景の一端については拙稿「日本海軍洋上艦艇における補機駆動タービンについて」(大阪市立大学学術機関リポジトリ掲載)において言及されている。

²²⁹ パワー・エレクトロニクス革命前後に亘るこの流れを鳥瞰したものとして拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』日本経済評論社、2005 年、第 7 章、小さなエンジンを大きくして行く対抗的流れについての論考として拙著『ディーゼル技術史の曲りかど』信山社、1993 年、6、7 章、参照。

総括

第 I 部冒頭に言及した原子力幻想は戦後、指導層に依って世界的に振り撒かれ押し付けられた**純然たる欺瞞**である。然しながら、本稿を通じて取り上げられたディーゼル機関それ自身も実は事後的に発覚し、かつ、将来への禍根の種となりかねぬナノ粒子という誠に厄介な問題を抱えている。

かかる事実の厳存にも拘わらず、そしてこの問題自体は度々、取沙汰されて来ているにも拘らず、何時観ても表に掲げられているのは「研究中」の札ばかりであって、これに白黒を付けるべき科学的判定が下ったとの報せが届きそうな気配など一向、外野席には漂って来ない。無論、我々はその早期決着に向けた資源投入への声を大にせねばならぬが、仮にもその社会的影響の甚大さへの顧慮から何程かの遅延ないし揉み消し策が講じられているとすれば、左様な画策もまた真正の欺瞞として後刻、指弾されることになるしかあるまい。

不本意ながら、筆者は目下この点については措くとせざるを得ぬが、遠く戦時下、臣民たちが兵士や産業戦士の名の下に不出来なディーゼル機関を押し付けられ頼られ、その挙句、命を奪われあるいは謂れ無き辛酸を舐めさせられ、はたまたその派生物まで押し付けられようとしていた経過がこの国によって犯された侵略行為の歴史の裏面に深く刻み込まれた事実であることだけは自信を持って断言出来る。本稿が管見を以てその一隅を明るみに出そうとしたのは将にこの個別的局面である。残念ながら、その到達度については途半ばの想いを深くする他なく、他日、新たな資料との邂逅に乗り、何らかの補訂が許される偶然に期待を繋ぐばかりである。

それにしても、現時点で顧れば、模倣や導入に発しつつ、立ち枯れしなければ思い違いを生じ、思い上がりに至り、やがて置き去りに帰着するという自滅の階梯とこれに付帯する粉飾まみれ&現場シワ寄せ遣り放題の押しつけという構図はここで取上げられた戦時期の船用・機関車用ディーゼルのみならず艦艇用ボイラ、艦艇用主機タービン、艦艇用補機駆動タービン、航空発動機、蒸気機関車、機関車ボイラ、大形自動車用ガソリン機関、軍用 6 輪自動貨車、軍用側車付自動 2 輪車・小型 4 輪起動乗用車、可搬動力用 2 サイクル・ガソリン機関、農工用小形発動機、漁船用発動機、陸用大形ガス機関、列車蒸気暖房システム等々を巡るこの国の技術史を貫く本質としてあり、更にそのステロタイプは戦後の国鉄制式ディーゼル機関技術史の舞台においても再演されずには済まなかった。

材料技術面において 13Cr 鋼のタービン翼材としての適性発見や快削鋼、代用鋼(無 Ni 鋼)に係わる研究等に見るべき成果が収められているとは言え、こと本邦戦時動力技術史の根幹とその周辺領域における諸事実の経過は陸軍統制いすゞ予燃焼室式ディーゼルを除き、ほぼ一貫してかくの如くであった。そうである以上、一事が万事の喩え通り、凡そかかる**本質的構造**から遊離した次元で講じられる日本近代機械技術史論など単なる冗話として遠ざけられるに若くはない。

この点を呑み込んだ上で尚、言を弄せば、現代日本の民草たるもの、仮令、四圍に息づく欺瞞に満ちた押し付け構造の即時的返上能わずと雖も、累加の度を増す社会経済的不平等

と外圧の下、せめて押し付けられつつある諸般のモノゴトの正体を客観的に吟味し得る程度の眼力ぐらいは歴史への日常的学びを通じて培っておくべきである。更に、この点に係わる自己の判断を冷静かつ多角的な行動へとしぶとく結び付けるという姿勢もまた不可欠である。もっとも、私見によれば、この二面作戦が末世に等しい現代を生きる我々にとって必須の課題となったのは何も昨日や今日の事ではないのである。